

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局(43) 国際公開日  
2004年3月11日 (11.03.2004)

PCT

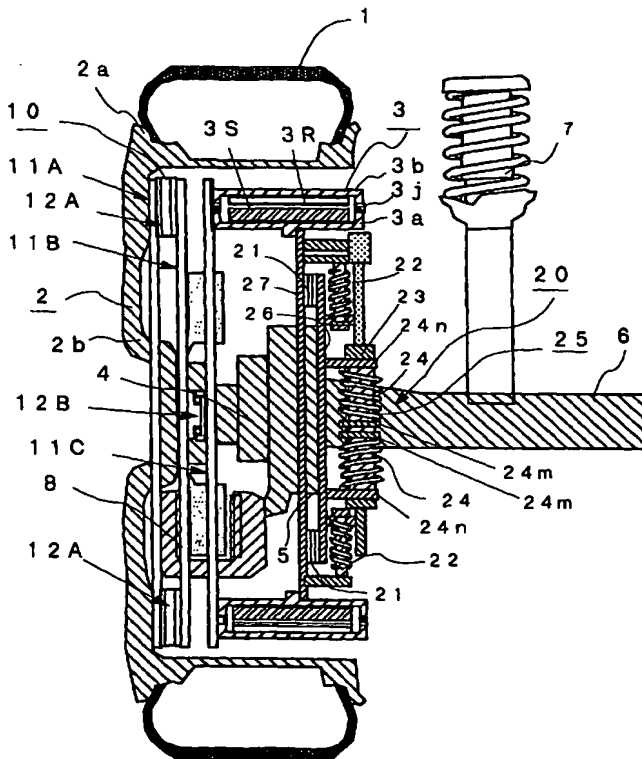
(10) 国際公開番号  
WO 2004/020236 A1

- (51) 国際特許分類: B60K 7/00 (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 株式会社ブリヂストン (KABUSHIKI KAISHA BRIDGESTONE) [JP/JP]; 〒104-8340 東京都中央区京橋1-1 0-1 Tokyo (JP).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2003/011027
- (22) 国際出願日: 2003年8月29日 (29.08.2003)
- (25) 国際出願の言語: 日本語 (72) 発明者; および
- (26) 国際公開の言語: 日本語 (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 長屋 豪 (NAGAYA, Go) [JP/JP]; 〒187-8531 東京都小平市小川東町3-1-1 株式会社ブリヂストン技術センター内 Tokyo (JP).
- (30) 優先権データ:
- |                |                          |    |  |
|----------------|--------------------------|----|--|
| 特願2002-251425  | 2002年8月29日 (29.08.2002)  | JP | (74) 代理人: 宮園 純一 (MIYAZONO, Junichi); 〒102-0072 東京都千代田区飯田橋三丁目4番4 第5田中ビル 6 F Tokyo (JP). |
| 特願2002-251401  | 2002年8月29日 (29.08.2002)  | JP |  |
| 特願 2002-331604 | 2002年11月15日 (15.11.2002) | JP |  |
|                | 2003年1月21日 (21.01.2003)  | JP |  |
| 特願2003-11860   | 2003年7月15日 (15.07.2003)  | JP | (81) 指定国 (国内): CN, US.   |
| 特願2003-196922  |                          |    |  |

[続葉有]

(54) Title: IN-WHEEL MOTOR SYSTEM

(54) 発明の名称: インホイールモータシステム



(57) Abstract: An in-wheel motor system, wherein the rotating side case (3b) of an in-wheel motor (3) is connected to a wheel (2) through a flexible coupling (10) having a plurality of hollow disk plates (11A to 11C) and direct-acting guides (12A, 12B), and the non-rotating side case (3a) of the motor (3) is connected to the lower part of a vehicle spring through a damping mechanism (20) having two plates (26, 27) connected to each other through first spring elements (22) and a damper (25) with a spring element disposed parallel with the first spring elements (22) and formed of a damper (23) and a second spring element (24) connected in series to each other and connecting the non-rotating side case (3a) of the motor to the knuckle (5) as the frame dress-up part of a vehicle, whereby the drive force of the in-wheel motor (3) can be surely transmitted to the wheel (2) and the road holding performance of the vehicle can be increased by remarkably reducing a variation in ground-contact load of a tire.

(57) 要約: インホイールモータ3の駆動力をホイール2に確実に伝達するとともに、タイヤの接地荷重変動を大幅に低減して、車両のロードホールディング性を更に向上させるため、インホイールモータ3の回転側ケース3bを、複数枚の中空円盤状のプレート11A~11Cと直動ガイド12A, 12Bとを備えたフレキシブルカップリング10により結合し、モータ3の非回転側ケース3aを、直動ガイド21を介して互いに車両の上下方向に作動方向が限定され、かつ、車両の上下方向に作動する第1のバネ要素22と、上記第1のバネ要素22と並行して配置された、ダンパ23と第2のバネ要素24を直列に連結したスプリング要素付きダンパ25とにより結合された2枚のプレート26, 27を備え、モータの非回転側ケース3aと車両の足回り部品であるナックル5とを連結する緩衝機構20により連結するようにした。



(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

添付公開書類:

— 国際調査報告書

## 明 細 書

## インホイールモータシステム

## 技術分野

本発明は、ダイレクトドライブホイールを駆動輪とする車両において用いられるインホイールモータシステムに関するものである。

## 背景技術

近年、電気自動車などのモータによって駆動される車両においては、スペース効率や駆動力の伝達効率の高さから、モータを車輪に内蔵するインホイールモータシステムが採用されつつある。従来のインホイールモータでは、モータ部が車両の足回りを構成する部品の一つであるアップライトまたはナックルと呼ばれる部品に接続するスピンドル軸に固定され、モータロータ及びホイールが回転可能な構造となっている。第72図は、特表平9-506236号公報に記載されたインホイールモータ80の構成を示す図で、このインホイールモータ80では、ホイール81に固定されたハウジング82の内側に、磁気手段（永久磁石）80Mを有するロータ80Rを搭載し、上記磁気手段80Mの内側に、コイル80Cを有するステータ80Sを配置し、このステータ80Sをナックル83に連結された中空状のシャフト84に固定的に取付けるとともに、上記ハウジング82の内側及び外側の側壁82a, 82bを、軸受け84a, 84bを介して上記ステータ80Sと結合することにより、ロータ80Rを、ステータ80Sに対して回転可能に結合するようにしている。

一般に、足回りにバネ等のサスペンション機構を備えた車両においては、ホイールやナックル、サスペンションアームといったバネ下に相当する部品の質量、いわゆるバネ下質量が大きい程、凹凸路を走行したときにタイヤの接地荷重変動が増大し、ロードホールディング性が悪化することが知られている。

従来のインホイールモータは、上記のように、モータ部が車両の足回りを構成する部品の一つであるアップライトまたはナックルと呼ばれる部品に接続するス

## 2

ピンドル軸に固定されるため、上記のバネ下質量がインホイールモータの分だけ増加し、その結果、タイヤ接地力変動が増大し、ロードホールディング性が悪化してしまうといった問題点があった。

そこで、上記のような問題を解決するために、第73図に示すように、中空形状のインホイールモータ3のロータ3Rを支持する回転側ケース3bとホイール2とを、複数枚の中空円盤状のプレート11A~11Cと、中央の中空円盤状のプレート11Bの表裏に、作動方向が互いに直交するように配置された直動ガイド12A, 12Bとを備えたフレキシブルカップリング10により結合するとともに、ステータ3Sを支持する非回転側ケース3aとナックル5とを、車両の上下方向に案内する直動ガイド91に取付けられたダンパ92と、このダンパ92に並列配置され、上記直動ガイド91の稼動方向に伸縮するバネ部材93とを備えた緩衝機構90、あるいは、第74図に示すような、直動ガイド21を介して互いに車両の上下方向に作動方向が限定され、かつ、車両の上下方向に作動するバネ要素22及びダンパー23により結合された2枚のプレート26, 27を備えた緩衝機構20Kによって連結したインホイールモータシステムが提案されている（例えば、国際公開第02/83446号パンフレット参照）。

このような構成を採ることにより、インホイールモータ3を車両の足回り部品であるナックル5に対してフローティングマウントすることができるので、モータ軸と車輪軸とは別々に径方向に揺動可能となる。すなわち、モータ質量は、車両のバネ下質量相当分から切り離され、いわゆるダイナミックダンパのウェイトとして作用するので、バネ下質量を増やさず、ダイナミックダンパ効果だけが追加される。したがって、タイヤの接地荷重変動が大幅に低減され、車両のロードホールディング性が飛躍的に向上する。

しかしながら、上記のような、並列配置されたダンパ92及びバネ部材93によりインホイールモータ3を上下方向に支持した構成は、インホイールモータ80をバネ下質量相当部分に装着した従来構成に比較して、タイヤの接地荷重変動が大幅に低減されてはいるものの、バネ下共振付近の接地荷重変動の低減については必ずしも十分とはいえなかった。

本発明の目的は、上記従来の、モータ質量をダイナミックダンパのウェイトとして作用させる構造を更に改良して、ロードホールディング性により一層優れたインホイールモータシステムを提供することにある。

#### 発明の開示

請求の範囲 1 に記載の発明は、車輪部に配設された、ホイールを駆動するインホイールモータを、緩衝部材または緩衝装置を介して車両バネ下部に取付けて成るインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、バネ要素とダンパ要素とが並列に連結された複数個のショックアブソーバー、バネ要素とダンパ要素とが直列に連結された少なくとも 1 個のスプリング要素付きダンパ、あるいは、並列に連結されたバネ要素とダンパ要素とがバネ要素と直列に連結された少なくとも 1 個の複合連結ダンパのいずれか、または、2 つ以上を備えた緩衝部材を介して車両バネ下部に取付けたことを特徴とするものである。

ここで、車両バネ下部とは、ホイール、ナックル、サスペンションアーム等の車両の足回り部を構成する部材を指す。

請求の範囲 2 に記載の発明は、請求の範囲 1 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータを中空形状のモータとしたことを特徴とする。

請求の範囲 3 に記載の発明は、請求の範囲 1 または請求の範囲 2 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、バネ要素（以下、第 1 のバネ要素という）及びバネ要素（第 2 のバネ要素）とダンパ要素（第 2 のダンパ要素）とが直列に連結されたスプリング要素付きダンパを介して、車両バネ下部に対して上下方向に支持したことを特徴とするものである。

請求の範囲 4 に記載の発明は、請求の範囲 3 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータのステータ側を、ナックルに対して、上記第 1 のバネ要素により上下方向に支持するとともに、上記第 1 のバネ要素と並列して配置された、第 2 のバネ要素と第 2 のダンパ要素とを直列に連結したスプリング要素付きダンパにより、上記ステータ側と上記車両バネ下部とを連結したことを特徴とするものである。

また、請求の範囲 5 に記載の発明は、請求の範囲 3 または請求の範囲 4 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、上下方向に加えて、前後方向に対しても、バネ及びスプリング要素付きダンパにより支持したことを特徴とするものである。

また、請求の範囲 6 に記載の発明は、請求の範囲 1 または請求の範囲 2 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、第 1 のバネ要素と、第 1 のダンパ要素と、第 2 のバネ要素と第 2 のダンパ要素とが直列に連結されたスプリング要素付きダンパとを介して上記モータを車両バネ下部に対して上下方向に支持したことを特徴とするものである。

請求の範囲 7 に記載の発明は、請求の範囲 6 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータのステータ側を、ナックルに対して、並列に配置された第 1 のバネ要素と第 1 のダンパ要素により上下方向に支持するとともに、上記第 1 のバネ要素と第 1 のダンパ要素とに並列に配置された、第 2 のバネ要素と第 2 のダンパ要素とを直列に連結したスプリング要素付きダンパにより、上記ステータ側と上記車両バネ下部とを連結したことを特徴とするものである。

また、請求の範囲 8 に記載の発明は、請求の範囲 6 または請求の範囲 7 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、上下方向に加えて、前後方向に対しても、バネ、ダンパ、及び、スプリング要素付きダンパにより支持したことを特徴とするものである。

請求の範囲 9 に記載の発明は、請求の範囲 1 ～請求の範囲 8 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記スプリング要素付きダンパのシリンダボディを、スプリング要素付きダンパを構成するダンパ要素（第 2 のダンパ要素）とバネ要素（第 2 のバネ要素）との間に直列に配置したものである。

請求の範囲 10 に記載の発明は、請求の範囲 1 ～請求の範囲 9 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記スプリング要素付きダンパを構成するバネ要素（第 2 のバネ要素）を金属バネまたは空気バネまたはゴムバネから構成したものである。

請求の範囲 11 に記載の発明は、請求の範囲 1 ～請求の範囲 10 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記スプリング要素付きダンパを

構成するバネ要素（第2のバネ要素）を、スプリング要素付きダンパのピストンの軸方向の両側に装着したものである。

請求の範囲12に記載の発明は、請求の範囲1または請求の範囲2に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、並列に連結されたバネ要素とダンパ要素とがバネ要素と直列に連結された複合連結ダンパにより車両バネ下部に対して上下方向に支持したことを特徴とするものである。

請求の範囲13に記載の発明は、請求の範囲12に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記複合連結ダンパと、この複合連結ダンパに並列に配置されたダンパ要素とを介して、車両バネ下部に対して上下方向に支持したものである。

請求の範囲14に記載の発明は、請求の範囲12に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記複合連結ダンパを第1の複合連結ダンパとし、並列に連結されたバネ要素とダンパ要素とがダンパ要素と直列に連結された複合連結ダンパを第2の複合連結ダンパとするとともに、上記モータを、並列配置された上記第1の複合連結ダンパと上記第2の複合連結ダンパとを介して、車両バネ下部に対して上下方向に支持したものである。

請求の範囲15に記載の発明は、請求の範囲14に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記第2の複合連結ダンパのダンパ要素とバネ要素とに直列に配置されたダンパ要素と上記バネ要素との間に、上記バネ要素と並列に配置されたダンパ要素のシリンダボディを配置したものである。

請求の範囲16に記載の発明は、請求の範囲12～請求の範囲15のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記複合連結ダンパのダンパ要素と並列に配置されたバネ要素の他端に、上記ダンパ要素のシリンダボディを配置したものである。

請求の範囲17に記載の発明は、請求の範囲12～請求の範囲16のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記複合連結ダンパを構成するバネ要素を金属バネまたは空気バネまたはゴムバネから構成したものである。

請求の範囲18に記載の発明は、請求の範囲12～請求の範囲17のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、上下方向に加え

て、前後方向に対しても、ダンパ及び上記複合連結ダンパ、あるいは、複数の複合連結ダンパにより支持したものである。

また、請求の範囲 19 に記載の発明は、請求の範囲 1 または請求の範囲 2 に記載のインホイールモータシステムにおいて、複数のショックアブソーバーが、少なくとも 2 個の、その向きと減衰率のいずれか一方あるいは両方が互いに異なるショックアブソーバーを含むことを特徴とするものである。

請求の範囲 20 に記載の発明は、請求の範囲 19 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記ショックアブソーバーの少なくとも 1 個の可動端をモータ側に、固定端を車両バネ下部側に接続するとともに、残りのショックアブソーバーの少なくとも 1 個の可動端を車両バネ下部側に、固定端をモータ側に接続するようにしたものである。

請求の範囲 21 に記載の発明は、請求の範囲 20 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記ショックアブソーバーをスプリングと、ピストンと、油圧シリンダーとを備えた油圧装置から構成したことを特徴とするものである。

請求の範囲 22 に記載の発明は、請求の範囲 21 に記載のインホイールモータシステムにおいて、可動端がモータ側に接続されたショックアブソーバーの油圧シリンダーのピストン上室とピストン下室とを、それぞれ、可動端が車両バネ下部側に接続されたショックアブソーバーの油圧シリンダーのピストン上室とピストン下室とに、独立したバルブを備えた作動油流路を介して接続したことを特徴とするものである。

また、請求の範囲 23 に記載の発明は、車輪部に配設された、ホイールを駆動するインホイールモータを、緩衝部材または緩衝装置を介して車両バネ下部に取付けて成るインホイールモータシステムにおいて、モータロータとホイールとを、ロータ周方向に等間隔に配置された、表裏で作動方向が直交する複数のクロスガイドにより連結したことを特徴とするものである。

請求の範囲 24 に記載の発明は、請求の範囲 23 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記クロスガイドのモータ側ガイドレールを、その稼動方向が全てモータロータの径方向に対して  $45^\circ$  方向になるように配置するとともに、上記ホイール側ガイドレールの全ての稼動方向を上記モータ側ガイドレール



の稼動方向に対して直交する方向になるように、上記クロスガイドを配置したことを特徴とするものである。

また、請求の範囲 2 5 に記載の発明は、請求の範囲 2 ～請求の範囲 2 4 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータとホイールとの間に 1 個あるいは複数個の伸縮自在な環状のダストブーツを設け、上記モータとホイール間に形成される空隙を外部から遮断するようにしたものである。

請求の範囲 2 6 に記載の発明は、請求の範囲 2 5 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータの回転側ケースとホイールとをフレキシブルカップリングにより結合するとともに、モータの回転側ケースの上記フレキシブルカップリングが装着されている側とは反対側の端部と、上記ホイールの上記端部に対向する端部との間に、上記環状のダストブーツを装着したものである。

請求の範囲 2 7 に記載の発明は、請求の範囲 2 5 または請求の範囲 2 6 に記載のインホイールモータシステムにおいて、上記フレキシブルカップリングのカップリング部を外部から遮断するための環状のダストブーツを設けたものである。

請求の範囲 2 8 に記載の発明は、請求の範囲 2 5 ～請求の範囲 2 7 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記環状のダストブーツの軸に垂直な方向の断面形状を波形としたものである。

請求の範囲 2 9 に記載の発明は、請求の範囲 2 5 ～請求の範囲 2 8 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記環状のダストブーツのホイール側装着部の近傍に、複数の孔部を設けたものである。

請求の範囲 3 0 に記載の発明は、請求の範囲 2 ～請求の範囲 2 4 のいずれかに記載のインホイールモータシステムにおいて、上記モータの回転側ケースと非回転側ケースとを連結するモータベアリングの外側に、モータ軸方向に摺動可能な中空円盤状の隔壁を設けたものである。

請求の範囲 3 1 に記載の発明は、請求の範囲 3 0 に記載のインホイールモータシステムにおいて、モータベアリングの外側に取付けられたベアリング固定カバー内に中空部を設け、この中空部に上記中空円盤状の隔壁を収納するようにしたものである。

請求の範囲 3 2 に記載の発明は、請求の範囲 3 1 に記載のインホイールモータ

システムにおいて、上記中空円盤状の隔壁と回転側のベアリング固定カバーとの径方向の隙間を、上記中空円盤状の隔壁と非回転側のベアリング固定カバーとの径方向の隙間よりも大きくしたものである。

#### 図面の簡単な説明

第1図は、本発明の最良の形態1に係るインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第2図は、本最良の形態1に係る緩衝機構の構成を示す図である。

第3図は、本最良の形態1に係るスプリング要素付きダンパの構成を示す図である。

第4図は、スプリング要素付きダンパの他の構成を示す図である。

第5図は、スプリング要素付きダンパの他の構成を示す図である。

第6図は、上下方向に加え、前後方向に対してもバネ及びスプリング要素付きダンパによりモータを支持した構成のインホイールモータを示す図である。

第7図は、車両の上下方向の特性を表わすパラメータを示す表である。

第8図は、従来のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第9図は、従来のダイナミックダンパ型インホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第10図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第11図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第12図は、車両振動モデル（接地荷重変動）の解析結果を示す図である。

第13図は、車両の前後方向の特性を表わすパラメータを示す表である。

第14図は、従来のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第15図は、従来のダイナミックダンパ型インホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第16図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第17図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第18図は、車両振動モデル（前後力変動）の解析結果を示す図である。

第19図は、本発明の最良の形態2に係るインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第20図は、本最良の形態2に係る緩衝機構の構成を示す図である。

第21図は、上下方向に加え、前後方向に対してもバネ、ダンパ、及びスプリング要素付きダンパによりモータを支持した構成のインホイールモータを示す図である。

第22図は、車両の上下方向の特性を表わすパラメータを示す表である。

第23図は、従来のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第24図は、従来のダイナミックダンパ型インホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第25図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第26図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第27図は、車両振動モデル（接地荷重変動）の解析結果を示す図である。

第28図は、従来のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第29図は、前後方向にモータをダイナミックダンパとして作用させる構成のインホイールモータシステムにおける車両振動モデルを示す図である。

第30図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第31図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第 3 2 図は、本最良の形態 3 に係る複合連結ダンパを用いた緩衝機構の構成を示す図である。

第 3 3 図は、複合連結ダンパの一構成例を示す図である。

第 3 4 図は、本発明に係る複合連結ダンパを用いた緩衝機構の他の構成を示す図である。

第 3 5 図は上下方向に加え、前後方向に対しても複合連結ダンパによりモータを支持した構成のインホイールモータを示す図である。

第 3 6 図は、本発明による複合連結ダンパの他の構成を示す図である。

第 3 7 図は、本発明に係る複合連結ダンパ及び第 2 の複合連結ダンパを用いた緩衝機構の構成を示す図である。

第 3 8 図は、第 2 の複合連結ダンパの一構成例を示す図である。

第 3 9 図は、車両の上下方向の特性を表わすパラメータを示す表である。

第 4 0 図は、従来のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第 4 1 図は、従来のダイナミックダンパ型インホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第 4 2 図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第 4 3 図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第 4 4 図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第 4 5 図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（接地荷重変動）を示す図である。

第 4 6 図は、車両振動モデル（接地荷重変動）の解析結果を示す図である。

第 4 7 図は、車両振動モデル（接地荷重変動）の解析結果を示す図である。

第 4 8 図は、車両の前後方向の特性を表わすパラメータを示す表である。

第 4 9 図は、従来のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第50図は、従来のダイナミックダンパ型インホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第51図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第52図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第53図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第54図は、本発明のインホイールモータシステムにおける車両振動モデル（前後力変動）を示す図である。

第55図は、車両振動モデル（前後力変動）の解析結果を示す図である。

第56図は、車両振動モデル（前後力変動）の解析結果を示す図である。

第57図は、本最良の形態4に係るインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第58図は、本最良の形態4に係る緩衝装置の構成を示す図である。

第59図は、本発明に係る油圧式アブソーバーを用いた緩衝装置の構成を示す図である。

第60図は、本発明の油圧式アブソーバーにおける油圧シリンダーの構成を示す図である。

第61図は、本発明の最良の形態5に係るインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第62図は、本最良の形態5に係るクロスガイドの構成を示す図である。

第63図は、本最良の形態5に係るフレキシブルカップリングの一構成例を示す図である。

第64図は、フレキシブルカップリングの動作を説明するための図である。

第65図は、本発明の最良の形態6に係るインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第66図は、本最良の形態6に係る緩衝機構の一構成例を示す図である。

第67図は、本最良の形態6に係るフレキシブルカップリングの一構成例を示す図である。

す図である。

第 68 図は、環状ダストブーツの取付け状態の一例を示す図である。

第 69 図は、本発明の最良の形態 7 に係るインホイールモータシステムの構成を示す縦断面図である。

第 70 図は、本最良の形態 7 に係る防水手段の詳細を示す図である。

第 71 図は、本最良の形態 7 に係る樹脂リングの動作を示す図である。

第 72 図は、従来のインホイールモータの構成を示す図である。

第 73 図は、従来のダイナミックダンパ型インホイールモータの構成を示す図である。

第 74 図は、従来のダイナミックダンパ型インホイールモータの他の構成を示す図である。

#### 発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の最良の形態について、図面に基づき説明する。

##### 最良の形態 1.

第 1 図は、本最良の形態 1 に係るインホイールモータシステムの構成を示す図で、同図において、1 はタイヤ、2 はリム 2 a とホイールディスク 2 b とから成るホイール、3 は半径方向に対して内側に設けられた非回転側ケース 3 a に固定されたモータステータ（以下、ステータという）3 S と、半径方向に対して外側に設けられ、軸受け 3 j を介して上記非回転側ケース 3 a に対して回転可能に接合された回転側ケース 3 b に固定されたモータロータ（以下、ロータという）3 R とを備えたアウターロータ型のインホイールモータである。

4 はホイール 2 とその回転軸において連結されたハブ部、5 は車軸 6 に結合されるナックル、7 はショックアブソーバ等から成るサスペンション部材、8 は上記ハブ部 4 に装着された制動装置、10 は複数枚の中空円盤状のプレート 11 A ～11 C と、隣接する上記プレート 11 A, 11 B、及び、プレート 11 B, 11 C 間を結合するとともに、上記隣接するプレート 11 A, 11 B 及びプレート 11 B, 11 C を互いに円盤のラジアル方向に案内する直動ガイド 12 A, 12 B とを備えたフレキシブルカップリング、20 は直動ガイド 21 を介して互いに

車両の上下方向に作動方向が限定され、かつ、車両の上下方向に作動する第1のバネ要素22と、上記第1のバネ要素22と並行して配置された、ダンパ23と第2のバネ要素24を直列に連結したスプリング要素付きダンパ25とにより結合された2枚のプレート26, 27を備え、モータ3の非回転側ケース3aと車両の足回り部品であるナックル5とを連結する緩衝機構である。

上記緩衝機構20は、第2図にも示すように、ナックル5に結合された車軸6に連結され、サスペンション部材7側に位置する第1のプレート（以下、ナックル取付けプレートという）26の4隅に、車両の上下方向に伸縮する第1のバネ要素22をそれぞれ取付け、その中央部に設けられた車軸6との連結孔26kの両側に、車両の上下方向に伸縮するダンパ23と第2のバネ要素24とを直列に連結したスプリング要素付きダンパ25をそれぞれ取付け、モータ3側に位置するプレート（以下、モータ取付けプレートという）27の上記第1のバネ要素22の上部あるいは下部に対応する位置にバネ受け部22nを、上記ダンパ25の上部に対応する位置、すなわち、車軸6との連結孔27kの両側の上部に、ダンパ取付け部23nを取付けるとともに、上記プレート26, 27を、プレートの中心に対して対称な位置に配置された4個の直動ガイド21により結合したものである。

上記第73図に示した従来のインホイールモータシステムでは、ステータ3Sを支持する非回転側ケース3aが、ナックル5に対して、並列配置されたダンパ92及びバネ部材93、あるいは、により上下方向に支持された構造となっているが、本例は、上記のように、第1のバネ要素22と、ダンパ23及びこのダンパ23に直列に連結される第2のバネ要素24とから成るスプリング要素付きダンパ25とにより上記非回転側ケース3aをナックル5に対して上下方向に支持する構成とすることにより、減衰力の発生タイミングを変化させるようにしている。したがって、バネ下共振付近の接地荷重変動を、上記従来例に対して更に低減することができ、車両のロードホールディング性を更に向上させることができる。

ところで、上記第2のバネ要素24は、詳細には金属バネから成り、第3図に示すように、一端側がダンパ23のシリンダボディ（ダンパ本体）23Bのほぼ

中央部に設けられたスプリング取付け部 2 4 m に取付けられ、他端側が上記ナックル取付けプレート 2 6 に設けられたバネ受け部 2 4 n に取付けられている。上記従来のインホイールモータシステムでは、モータ 3 を支持するダンパ 5 2 の、比較的重量のあるシリンダがバネ下部（ナックル 5）に対して固定された構造であったため、バネ下質量が若干増加してしまっていたが、本例では、上記シリンダボディ 2 3 B を、上記ダンパ 2 3 と上記第 2 のバネ要素 2 4 との間に直列に配置することにより、上記の重いシリンダボディ 2 3 B を上記第 2 のバネ要素 2 4 によってバネ下質量から分離することができる。したがって、バネ下質量を更に軽量化することができ、車両のロードホールディング性を更に向上させることができる。

このように、本最良の形態 1 では、モータ 3 の回転側ケース 3 b を、複数枚の中空円盤状のプレート 1 1 A ~ 1 1 C と、上記隣接するプレート 1 1 A, 1 1 B 及びプレート 1 1 B, 1 1 C を互いに円盤のラジアル方向に案内する直動ガイド 1 2 A, 1 2 B とを備えたフレキシブルカップリング 1 0 により結合し、モータ 3 の非回転側ケース 3 a を、直動ガイド 2 1 を介して互いに車両の上下方向に作動方向が限定され、かつ、車両の上下方向に作動する第 1 のバネ要素 2 2 と、上記第 1 のバネ要素 2 2 と並行して配置された、ダンパ 2 3 と第 2 のバネ要素 2 4 を直列に連結したスプリング要素付きダンパ 2 5 とにより結合された 2 枚のプレート 2 6, 2 7 を備え、モータの非回転側ケース 3 a と車両の足回り部品であるナックル 5 とを連結する緩衝機構 2 0 により連結するようにしたので、モータ 3 の駆動力をホイール 2 に確実に伝達させることができるとともに、バネ下質量を増やすことなく、タイヤの接地荷重変動を大幅に低減して、車両のロードホールディング性を更に向上させることができる。

なお、上記最良の形態 1 では、上記第 2 のバネ要素 2 4 を金属バネとしたが、これに限るものではなく、空気バネとしてもよいし、第 4 図に示すように、ゴム材料からなるブッシュ状のもの（同図のゴムブッシュ 2 8）をブッシュ取付け部 2 8 n に取付けて、上記シリンダボディ 2 3 B を支持するようにしてもよい。

また、上記第 2 のバネ要素 2 4 を、ダンパ 2 3 とモータ 3 の非回転側ケース 3 a との間や、ダンパ 2 3 とバネ下部との間、または、ダンパ 2 3 の図示しないピ



ストン側取付け部やシリンダ側取付け部に設けるようにしても、同様の効果を得ることができる。

あるいは、第5図(a)に示すように、第2のバネ要素24をダンパ23内部のピストン23Pに設けてもよい。具体的には、油圧シリンダ23V内にフリーピストン23Kを設けて、このフリーピストン23K内にダンパロッド23Lに連結されたピストン23Pを収納し、このピストン23Pの軸方向の前後に第2のバネ要素24を配置して、この第2のバネ要素24がダンパロッド23Lをその軸方向に対してスライド可能に支持することにより、上記第2のバネ要素24が上記ダンパ23に対して直列に連結される構成となる。なお、同図において、23a、23bはそれぞれ、オリフィス23c及びオイルライン23dを介して連結された、油圧シリンダ23Vの第1室及び第2室である。

また、第2のバネ要素24をダンパ23内部の作動油流路空気バネとして設けても同様の効果がある。具体的には、第5図(b)に示すように、ダンパ23の作動油流路であるオイルライン23dの途中に、ピストン24pにより圧縮空気室24qと作動油室24rとが隔離された構成のチャンバー24M、24Mを配設することでバネ効果を持たせ、スプリング要素付きダンパ25のショックアブゾーバとしての減衰力の発生タイミングを、上記ダンパ23のみの場合の減衰力の発生タイミングよりも遅らせることができる。なお、上記チャンバー24Mの個数は、上記ダンパ23の特性やモータ3の大きさ等により適宜決定されるもので、1個でもよいし、3個以上であってもよい。

また、上記例では、車両の上下の振動を低減する場合について説明したが、上下方向に加えて、前後方向に対してもバネ及びスプリング要素付きダンパによりモータ3を支持する構成とすることができる。具体的には、第6図に示すように、上記最良の形態1のナックル取付けプレート26とほぼ同様の構成で、車軸6との連結孔26kに代えて、車軸6の径よりも大きい孔26'kを設けた中間プレート26'を準備し、この中間プレート26'のモータ取付けプレート27側に、車両の前後方向に作動する第3のバネ要素32と、上記第3のバネ要素32と並行して配置された、ダンパ33と第4のバネ要素34、34を直列に連結したスプリング要素付きダンパ35とを備えたプレート36を配置し、このプ

プレート36と上記中間プレート26'とをプレートの中心に対して対称な位置に配置された、前後方向に案内する4個の直動ガイド31にて結合するとともに、このプレート36をナックル5に連結された車軸6に取付ける。このとき、上記中間プレート26'には、上記ダンパ33を取付けるためのダンパ取付け部33nを設けるようにする。

一般に、バネ下部分が重い場合には、バネ下の前後振動が大きくなるので、上記のように、車両の上下方向に加えて、前後方向にもダイナミックダンパ効果を持たせるようにすれば、バネ下部分の振動を大幅に低減することができる。

#### 実施例1-1

第7図の表は、車両が悪路を走行する際にタイヤに生じる接地荷重変動を解析するための、車両の上下方向の特性を表わすパラメータを示す表で、第8図(a)、(b)及び第9図～第11図はその振動モデル、第12図は上記振動モデルにより解析した結果を示すグラフである。

比較例1は、第8図(a)の振動モデルで表わせる、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車の例で、ここでは、モータは車体側に搭載されるため、モータ質量はバネ上質量 $m_2$ に相当する。

比較例2は、第8図(b)の振動モデルで表わせる、従来のモータバネ下搭載のインホイールモータ車であり、第72図に相当する。

また、比較例3は、第9図の振動モデルで表わせる、モータをダイナミックダンパとして作用させる、ダイナミックダンパ型インホイールモータ車で、比較例4は、この比較例3のモータ上下支持バネのバネ定数 $k_3$ を高めたもので、この比較例3、4は第73図、第74図に相当する。

実施例1は、第10図の振動モデル(基本モデル)で表わせる、本発明によるバネ要素付きダンパを搭載したインホイールモータ車である。

実施例2は、第11図の振動モデルで表わせる、本発明によるバネ要素付きダンパを搭載したインホイールモータ車であり、上記第10図の基本モデルに対して、ダンパのシリンダボディ $m_4$ を別体としたものである。この実施例2は第1図及び第2図に相当する。

また、実施例 3 は、上記実施例 2 のモータ上下支持バネのバネ定数  $k_3$  を弱くし、ダンパの減衰力  $c_3$  を強くしたものである。

比較例 2 のように、モータを、ホイール、ナックル等のバネ下質量相当部分にそのまま装着すると、バネ下質量が増大するため、第 12 図に示すように、バネ下質量の軽い比較例 1 に比べ、タイヤの接地荷重変動が増大しロードホールディング性が悪化する。

これを、比較例 3 のように、ダイナミックダンパとして搭載すれば、バネ下からモータ質量がなくなるため、バネ下質量は上記比較例 1 と同等まで軽くすることができる上、ダイナミックダンパの作用でバネ下振動が抑制される。したがって、第 12 図に示すように、タイヤの接地荷重変動を、上記比較例 1 に示した、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車に比べて大幅に低減することができる。また、比較例 4 のように、モータ上下支持バネのバネ定数  $k_3$  を大きくとれば、第 12 図に示すように、比較的低い周波数でのタイヤの接地荷重変動はやや大きくなるが、バネ下共振付近の周波数帯域ではタイヤの接地荷重変動を大幅に低減することができるので、ロードホールディング性を更に向上させることができる。

一方、本発明によるバネ要素付きダンパを搭載したインホイールモータ車（実施例 1）においては、上記比較例 3、4 のモータに繋がるダンパとバネ下部品との間、または、ダンパとモータとの間にバネ要素  $k_4$  が追加されるので、第 12 図に示すように、ダイナミックダンパの共振周波数である  $7\text{ Hz}$  付近でのタイヤの接地荷重変動はやや大きくなるものの、 $7\text{ Hz}$  からバネ下共振周波数である  $16\text{ Hz}$  の間でのタイヤの接地荷重変動を小さくすることができる。

また、上記実施例 1 では、ダンパのシリンダボディ  $m_4$  がバネ下に取り付けられているため、バネ下重量が若干増加するが、上記シリンダボディ  $m_4$  を第 2 のバネ要素に相当するバネ要素  $k_4$  で浮かせてしまえば、実施例 2 のようにバネ下重量を低減できるので、第 12 図に示すように、バネ下共振点付近のタイヤの接地荷重変動を更に低減することができる。

更に、実施例 3 のように、上記実施例 2 に比べて、第 1 のバネ要素に相当するモータ上下支持バネのバネ定数  $k_3$  を弱くし、ダンパの減衰力  $c_3$  を強くすれば

、比較例 1 に比べて 7 Hz からバネ下共振周波数にかけてのタイヤの接地荷重変動を幅広く低減することができる。

#### 実施例 1－2

第 13 図の表は、車両が悪路を走行する際にタイヤに生じる前後力変動を解析するための、車両の前後方向の特性を表わすパラメータを示す表で、第 14 図 (a)、(b) 及び第 15 図～第 17 図はその振動モデル、第 18 図は上記振動モデルにより解析した結果を示すグラフである。

比較例 1 は、第 14 図 (a) の振動モデルで表わせる、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車の例で、ここでは、モータは車体側に搭載されるため、モータ質量はバネ上質量  $m_2$  に相当する。

比較例 2 は、第 14 図 (b) の振動モデルで表わせる、従来のモータバネ下搭載のインホイールモータ車であり、図 47 に相当する。

また、比較例 3 は、第 15 図の振動モデルで表わせる、前後方向にもモータをダイナミックダンパとして作用させる、ダイナミックダンパ型インホイールモータ車である。比較例 4 は、この比較例 3 のモータ前後支持バネのバネ定数  $k_3$  を高めたものである。

実施例 1 は、第 16 図の振動モデル (基本モデル) で表わせる、本発明によるバネ要素付きダンパを搭載したインホイールモータ車である。

実施例 2 は、第 17 図の振動モデルで表わせる、本発明によるバネ要素付きダンパを搭載したインホイールモータ車であり、上記基本モデルに対してダンパのシリンダボディ  $m_4$  を別体としたものである。この実施例 2 は、第 6 図に相当する。

また、実施例 3 は、上記実施例 2 のモータ前後支持バネのバネ定数  $k_3$  を弱くし、ダンパの減衰力  $c_3$  を強くしたものである。

比較例 2 のように、モータを、ホイール、ナックル等のバネ下質量相当部分にそのまま装着すると、バネ下質量が増大するため、第 18 図に示すように、バネ下質量の軽い比較例 1 に比べ、タイヤの前後力変動が増大し前後方向のグリップが悪化する。

これを、比較例 3 のように、ダイナミックダンパとして搭載すれば、バネ下か

らモータ質量がなくなるため、バネ下質量は上記比較例 1 と同等まで軽くすることができる上、ダイナミックダンパの作用でバネ下振動が抑制される。したがって、第 18 図に示すように、タイヤの前後力変動を、上記比較例 1 に示した、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車に比べて大幅に低減することができる。また、比較例 4 のように、モータ前後支持バネのバネ定数  $k_3$  を大きくとれば、第 18 図に示すように、比較的低い周波数でのタイヤの前後力変動はやや大きくなるが、バネ下共振付近の周波数帯域ではタイヤの前後力変動を大幅に低減することができ、前後方向のグリップが更に向上する。

一方、本発明によるバネ要素付きダンパを搭載したインホイールモータ車（実施例 1）においては、上記比較例 3, 4 のモータに繋がるダンパとバネ下部品との間、または、ダンパとモータとの間にバネ要素  $k_4$  が追加されるので、第 18 図に示すように、ダイナミックダンパの共振周波数である 10 Hz 付近でのタイヤの前後力変動はやや大きくなるものの、10 Hz からバネ下共振周波数である 20～25 Hz の間でのタイヤの前後力変動を小さくすることができる。

また、上記実施例 1 では、ダンパのシリンダボディ  $m_4$  がバネ下に取り付けられているため、バネ下重量が若干増加するが、上記シリンダボディ  $m_4$  を第 2 のバネ要素に相当するバネ要素  $k_4$  で浮かせてしまえば、実施例 2 のようにバネ下重量を低減できるので、第 18 図に示すように、バネ下共振点付近のタイヤの前後力変動を更に低減することができる。

更に、実施例 3 のように、上記実施例 2 に比べて、第 2 のバネ要素に相当するモータ前後支持バネのバネ定数  $k_3$  を弱くし、ダンパの減衰力  $c_3$  を強くすれば、比較例 1 に比べて 10 Hz からバネ下共振周波数にかけてのタイヤの前後力変動を幅広く低減することができる。

## 最良の形態 2.

上記最良の形態 1 では、上記第 7 3 図に示した従来のインホイールモータシステムのダンパ 9 2 に代えて、ダンパ 2 3 及びこのダンパ 2 3 に直列に連結される第 2 のバネ要素 2 4 とから成るスプリング要素付きダンパ 2 5 とによりインホイールモータ 3 の非回転側ケース 3 a をナックル 5 に対して上下方向に支持する構

成とすることにより、減衰力の発生タイミングを変化させるようにしたが、第 19 図及び第 20 図に示すように、インホイールモータ 3 の非回転側ケース 3 a を第 1 のバネ要素 2 2 と第 1 のダンパ 2 3 Z とによりナックル 5 に対して上下方向に支持するとともに、インホイールモータ 3 の非回転側ケース 3 a を、更に、上記スプリング要素付きダンパ 2 5 によりナックル 5 に対して上下方向に支持する構成の緩衝機構 2 0 Z によりモータ 3 の非回転側ケース 3 a とナックル 5 とを連結するようにすれば、バネ下共振付近の接地荷重変動を更に低減することができ、車両のロードホールディング性を更に向上させることができる。なお、第 21 図において、2 4 z は上記ダンパ 2 3 Z を取付けるためのダンパ取付け部である。

上記第 7 3 図に示した従来のインホイールモータシステムでは、モータ 3 は並列配置されたバネ部材 9 3 とダンパ 9 2 により車両バネ下部に対して支持されているが、本実施形態 2 の緩衝機構 2 0 Z では、上記バネ部材 9 3 に相当する第 1 のバネ要素 2 2 と上記ダンパ 5 2 に相当する第 1 のダンパ要素であるダンパ 2 3 Z とに加え、第 1 のバネ要素 2 2 とダンパ 2 3 Z とに並列に配置された、第 2 のダンパ要素であるダンパ 2 3 と第 2 のバネ要素 2 4 とが直列に連結されたスプリング要素付きダンパ 2 5 が追加された構成となっている。

これにより、悪路走行時に路面からの振動入力によってモータ 3 がホイール 2 内部で振動した場合、モータ 3 とナックル 5 を連結する上記緩衝機構 2 0 Z の応答としては、その振動周波数が高くなるほど作動速度が速くなる。すなわち、上記第 2 のダンパ要素であるダンパ 2 3 Z 単体のみではどの周波数にもダンパとして作用する。一方、スプリング要素付きダンパ 2 5 は、作動速度の遅い低周波帯域ではダンパとして作用し、作動速度の速い高周波帯域では第 2 のダンパ要素であるダンパ 2 3 の減衰力が高まって第 2 のバネ要素 2 4 を動かすため、バネとしての作用が強くなる。これに対して、本最良の形態 2 のように、上記スプリング要素付きダンパ 2 5 に上記第 1 のバネ要素 2 2 と上記ダンパ 2 3 Z とが並列配置された場合には、比較的周波数の高いバネ下共振周波数付近の振動をより効果的に抑えることが可能となる。

なお、上記例では、車両の上下の振動を低減する場合について説明したが、上

下方向に加えて、前後方向に対してもバネ、ダンパ、及び、スプリング要素付きダンパによりモータ 3 を支持する構成とすることができる。具体的には、第 21 図に示すように、上記最良の形態 1 の中間プレート 26' に取付けられるスプリング要素付きダンパ 25 の一方を上記第 1 のダンパ要素であるダンパ 23 Z とし、プレート 36 に取付けられるスプリング要素付きダンパ 35 の一方を上記ダンパ 23 Z と同様の構成のダンパ 33 Z とすることにより、車両の上下方向に加えて、前後方向に対してもダイナミックダンパ効果を有効に持たせることができる。したがって、タイヤの接地荷重変動を更に低減することができるとともに、タイヤの前後力振動を更に低減することができる。

また、上記最良の形態 1, 2 では、緩衝機構 20 あるいは緩衝機構 20 Z を介して車両バネ下部に取付けるモータとして中空形状のアウターロータ型のインホイールモータ 3 を用いた場合について説明したが、これに限るものではなく、本発明は、中空形状のインナーロータ型のインホイールモータや、中空形状のインナーロータ型モータと減速ギヤを組合わせたギヤードモータを取付ける場合にも適用可能である。なお、上記ギヤードモータの場合には、その非回転側ケースまたは上記非回転側ケースが取付けられたモータケースが、上記緩衝機構 20, 20 Z を介して車両の足回り部品であるナックルに結合される構成となる。

#### 実施例 2-1

第 22 図の表は、車両が悪路を走行する際にタイヤに生じる接地荷重変動を解析するための、車両の上下方向の特性を表わすパラメータを示す表で、第 23 図 (a), (b) 及び第 24 図~第 26 図はその振動モデル、第 27 図は上記振動モデルにより解析した結果を示すグラフである。

比較例 1 は、第 23 図 (a) の振動モデルで表わせる、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車の例で、ここでは、モータは車体側に搭載されるため、モータ質量はバネ上質量  $m_2$  に相当する。

比較例 2 は、第 23 図 (b) の振動モデルで表わせる、従来のモータバネ下搭載のインホイールモータ車であり、第 72 図に相当する。

また、比較例 3 は、第 24 図の振動モデルで表わせる、モータをダイナミックダンパとして作用させる、ダイナミックダンパ型インホイールモータ車で、この

比較例 3 は第 7 3 図、第 7 4 図に相当する。

実施例 1 は、第 2 5 図の振動モデルで表わせる、本発明によるバネ、ダンパ、及び、バネ要素付きダンパが並列配置された緩衝装置によりモータをダイナミックダンパとして作用させるインホイールモータ車である。

実施例 2 は、第 2 6 図の振動モデルで表わせる、本発明によるバネ要素付きダンパを搭載したインホイールモータ車であり、上記第 2 5 図の振動モデルに対して、ダンパのシリンダボディ  $m_4$  を別体としたものである。

比較例 2 のように、モータを、ホイール、ナックル等のバネ下質量相当部分にそのまま装着すると、バネ下質量が増大するため、第 2 7 図に示すように、バネ下質量の軽い比較例 1 に比べ、タイヤの接地荷重変動が増大しロードホールディング性が悪化する。

これを、比較例 3 のように、ダイナミックダンパとして搭載すれば、バネ下からモータ質量がなくなるため、バネ下質量は上記比較例 1 と同等まで軽くすることができる上、ダイナミックダンパの作用でバネ下振動が抑制される。したがって、第 2 7 図に示すように、タイヤの接地荷重変動を、上記比較例 1 に示した、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車に比べて大幅に低減することができる。

一方、本発明によるバネ、ダンパ、及び、バネ要素付きダンパが並列配置されたインホイールモータ車（実施例 1）においては、上記比較例 3 のダンパ要素  $c_3$  とバネ要素  $k_3$  とに並列に、ダンパ要素  $c_4$  とバネ要素  $k_4$  とが直列に接続されたスプリング要素付きダンパが設けられているので、第 2 7 図に示すように、ダイナミックダンパの共振周波数である 7 Hz 付近でのタイヤの接地荷重変動はやや大きくなるものの、7 Hz からバネ下共振周波数である 16 Hz の間でのタイヤの接地荷重変動を上記比較例 3 よりも小さくすることができる。

また、上記実施例 1 では、ダンパのシリンダボディ  $m_4$  がバネ下に取り付けられているため、バネ下重量が若干増加するが、実施例 2 のように、上記シリンダボディ  $m_4$  を第 2 のバネ要素に相当するバネ要素  $k_4$  で浮かせてしまえば、バネ下重量を低減できるので、第 2 7 図に示すように、上記実施例 1 よりも、バネ下共振点付近のタイヤの接地荷重変動を更に低減することができる。



また、通常の車両のサスペンションは、第28図(a)の振動モデルで表わせるように、前後方向にもバネ下が振動するため、悪路を走行するとタイヤの前後力変動が生じる。従来のインホイールモータ車では、第28図(b)の振動モデルで表わせるように、モータがバネ下部に搭載されるためバネ下質量が大きくなり、悪路走行時におけるタイヤの前後力変動が増大しタイヤの発生力（推進力）が減少する。

この問題は、第29図の振動モデルに示すように、前後方向にもモータをダイナミックダンパとして作用させる構成とすることで、上記バネ下振動を低減してタイヤの前後力変動を抑制することができるが、第21図に示したような、本最良の形態2の上下方向の構造体を前後方向に適用することで、振動モデルは第30図に示すようになるので、上記実施例1-2と同様に、タイヤの前後力変動を更に抑制することができる。また、第31図に示すように、ダンパのシリンダボディ $m_4$ を第2のバネ要素に相当するバネ要素 $k_4$ で浮かせることにより、バネ下共振点付近のタイヤの前後力変動を更に低減することができる。

### 最良の形態3.

上記最良の形態1, 2では、インホイールモータ3の非回転側ケース3aをダンパ23及びこのダンパ23に直列に連結される第2のバネ要素24とから成るスプリング要素付きダンパ25によりナックル5に対して上下方向に支持する構成としたが、第32図に示すように、インホイールモータ3の非回転側ケース3aを、並列に連結されたバネ要素23sとダンパ要素24sとがバネ要素25sと直列に連結された複合連結ダンパ25Sと、この複合連結ダンパ25Sに並列に配置されたダンパ要素23Zとを介してナックル5に対して上下方向に支持する構成の緩衝機構20Xによりモータ3の非回転側ケース3aとナックル5とを連結する構成としても、上記バネ下共振付近の接地荷重変動を低減することができる。

第33図は、上記複合連結ダンパ25Sの一構成例を示す図で、モータ3またはナックル5に連結される金属バネから成るバネ要素23sの他端側に上記ダンパ要素24sのシリンダボディ24bを配置することにより上記バネ要素23s

と上記ダンパ要素 24 s とを並列配置するとともに、このシリンダボディ 24 b とナックル 5 との間に金属バネから成るバネ要素 25 s を配置することにより、上記バネ要素 25 s を上記バネ要素 23 s 及び上記ダンパ要素 24 s に直列に連結する。なお、同図において、25 m は上記バネ要素 25 s をナックル側プレート 26 に取付けるための取付け部で、25 z は上記バネ要素 25 s をシリンダボディ 24 b に取付けるための取付け部である。

また、上記構成により、モータ 3 を支持するダンパ要素 24 s の比較的重量のあるシリンダ部分をバネ要素 23 s とバネ要素 25 s 間に配置することができるので、バネ下質量を軽量化でき、車両のロードホールディング性を向上させることができる。

本例の緩衝機構 20 X では、悪路走行時に路面からの振動入力によってモータ 3 がホイール 2 内部で振動した場合、モータ 3 とナックル 5 を連結する複合連結ダンパ 25 S は、その振動周波数が高くなるほど作動速度が速くなる。すなわち、上記第 7 3 図で示した従来のインホイールモータシステムでは、第 1 のバネ要素 22 はどの周波数にも一定のバネ定数ダンパとして作用するが、上記構成の複合連結ダンパ 25 S では、バネ要素 25 s が並列に連結されたバネ要素 23 s とダンパ要素 24 s とに直列に連結されているので、作動速度の遅い低周波帯域ではダンパ要素 24 s の減衰力が低く、上記複合連結ダンパ 25 S はバネ要素 23 s とバネ要素 25 s とが直列に連結した弱いバネとして作用する。一方、作動速度の速い高周波帯域では上記ダンパ要素 24 s の減衰力が高まって、上記ダンパ要素 24 s に並列に配置された上記バネ要素 23 s を固定するため、上記複合連結ダンパ 25 S はバネ要素 25 s のみの硬いバネとして作用する。このような複合連結ダンパ 25 S をダンパ要素 23 Z と並列に配置することにより、比較的周波数の高いバネ下共振周波数付近の振動をより効果的に抑えることが可能となる。したがって、バネ下共振周波数付近のタイヤの接地荷重変動を小さくすることができ、車両のロードホールディング性を更に向上させることができる。

また、上記のような構成にすることにより、減衰力の大部分を複合連結ダンパ 25 S のダンパ要素 24 s が発生することになるので、ダンパ要素 23 Z の減衰力は小さくてすむ。したがって、第 3 4 図に示すように、上記ダンパ要素 23 Z

を省略して、複合連結ダンパ25Sのみを用いた構成とすることも可能である。

なお、上記例では、車両の上下の振動を低減する場合について説明したが、第35図に示すように、中間プレート26'を準備し、この中間プレート26'のモータ取付けプレート27側に、上記複合連結ダンパ25Sをダンパ要素23Zとを並列に配置したプレート36を配置し、このプレート36と上記中間プレート26'とをプレートの中心に対して対称な位置に配置された、前後方向に案内する4個の直動ガイド31にて結合するとともに、このプレート36をナックル5に連結された車軸6に取付けることにより、車両の上下方向に加えて、前後方向に対してもダイナミックダンパ効果を有効に持たせることができる。したがって、タイヤの接地荷重変動を更に低減することができるとともに、タイヤの前後力振動を更に低減することができる。

なお、上記最良の形態3では、上記バネ要素25sを金属バネとしたが、これに限るものではなく、空気バネとしてもよいし、第36図に示すように、ゴム材料からなるブッシュ状のもの（同図のゴムブッシュ25g）をブッシュ取付け部28tを介して中間プレート26'に取付けて、上記シリンダボディ24bを支持するようにしてもよい。

また、上記例では、複合連結ダンパ25Sと、この複合連結ダンパ25Sに並列に配置されたダンパ要素23Zとによりインホイールモータ3をナックル5に対して上下方向に支持するようにしたが、第37図に示すように、並列に連結されたバネ要素23tとダンパ要素24tとがダンパ要素25tと直列に連結された第2の複合連結ダンパ25Tを準備し、上記複合連結ダンパ25Sと、この複合連結ダンパ25Sに並列に上記第2の複合連結ダンパ25Tを配置した構成の緩衝機構20Yによりモータ3の非回転側ケース3aとナックル5とを連結する構成としても、上記バネ下共振付近の接地荷重変動を低減することができる。第38図は、第2の複合連結ダンパ25Tの一構成例を示す図で、この第2の複合連結ダンパ25Tは、ダンパ要素25tのシリンダボディ25bに、ゴムブッシュ25Gを取り付けたもので、このゴムブッシュが中間プレート26'に取付けられる。ゴム弾性体から成るゴムブッシュ25Gはバネ・ダンパ要素であるので、これにより、バネ要素23tとダンパ要素24tとを並列に連結した部材を

構成することができる。なお、上記構成により、ダンパ要素 25 t のシリンダ部分をバネ要素 23 t とダンパ要素 25 t 間に配置することができるので、バネ下質量を軽量化でき、車両のロードホールディング性を向上させることができる。

上記第 2 の複合連結ダンパ 25 T は、低周波帯域では、上記ダンパ要素 25 t の作動速度が遅いので減衰力が低く、上記第 2 の複合連結ダンパ 25 T はダンパとして作用し、高周波帯域では上記ダンパ要素 24 s の減衰力が高まって、上記バネ要素 23 t が作動するので、上記第 2 の複合連結ダンパ 25 T は減衰力の発生タイミングが遅れバネのような特性となる。すなわち、上記第 2 の複合連結ダンパ 25 T も上記複合連結ダンパ 25 S と同用に、周波数によって全体のバネ定数を変化させることができるような構成となっている。したがって、第 36 図に示すように、上記 2 の複合連結ダンパ 25 T と上記複合連結ダンパ 25 S とを用いてインホイールモータ 3 を支持すれば、バネ下共振周波数付近のタイヤの接地荷重変動を更に小さくすることができる。

また、本例の緩衝機構 20 X、20 Y についても、中空形状のアウターロータ型のインホイールモータ 3 に限るらず、中空形状のインナーロータ型モータと減速ギヤを組合わせたギヤードモータを取付ける場合にも適用可能である。

### 実施例 3-1

第 39 図の表は、車両が悪路を走行する際にタイヤに生じる接地荷重変動を解析するための、車両の上下方向の特性を表わすパラメータを示す表で、第 40 図 (a)、(b) 及び第 41 図～第 45 図はその振動モデル、第 46 図及び第 47 図は上記振動モデルにより解析した結果を示すグラフである。

また、上記表において、

$m_1$  はホイール等のバネ下質量

$m_2$  はボディ等のバネ上質量

$m_3$  はダイナミックダンパとなるモータ質量

$m_4$  はダイナミックダンパとなるシリンダ質量 (第 2 の複合連結ダンパ)

$m_5$  はダイナミックダンパとなるシリンダ質量 (複合連結ダンパ)

$k_1$  はタイヤ縦バネ定数

$k_2$ はサスペンション上下方向バネ定数

$k_3$ はモータ支持バネ定数

$k_4$ はダンパ支持バネ定数

$k_5$ はモータ支持バネに直列のダンパ+バネ並列ユニットを構成するバネのバネ定数

$c_1$ はタイヤ上下方向減衰係数

$k_2$ はサスペンション上下方向減衰係数

$k_3$ はモータ支持ダンパ上下方向減衰係数

$k_4$ はモータ支持ダンパに直列のダンパ支持上下方向減衰係数

$k_5$ はモータ支持バネに直列のダンパ+バネ並列ユニットを構成するダンパのダンパ支持上下方向減衰係数である。

比較例1は、第40図(a)の振動モデルで表わせる、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車の例で、ここでは、モータは車体側に搭載されるため、モータ質量はバネ上質量 $m_2$ に相当する。

比較例2は、第40図(b)の振動モデルで表わせる、従来のモータバネ下搭載のインホイールモータ車であり、第72図に相当する。

また、比較例3は、第41図の振動モデルで表わせる、モータをダイナミックダンパとして作用させる、従来のダイナミックダンパ型インホイールモータ車で、この比較例3は第73図に相当する。

実施例1は、第42図の振動モデルで表わせる、本発明によるバネ要素と複合連結ダンパとを並列配置した緩衝装置によりモータをダイナミックダンパとして作用させるインホイールモータ車で、第32図に相当する。

実施例2は、第43図の振動モデルで表わせる、本発明による複合連結ダンパを2個並列に配置した緩衝装置によりモータをダイナミックダンパとして作用させるインホイールモータ車である。

実施例3は、第44図の振動モデルで表わせる、本発明による複合連結ダンパと第2の複合連結ダンパとを並列に配置した緩衝装置によりモータをダイナミックダンパとして作用させるインホイールモータ車である。

実施例4は、第45図の振動モデルで表わせる、本発明による複合連結ダンパ

と第2の複合連結ダンパとを並列に配置した緩衝装置によりモータをダイナミックダンパとして作用させるインホイールモータ車で、第37図に相当する。

比較例2のように、モータを、ホイール、ナックル等のバネ下質量相当部分にそのまま装着すると、バネ下質量が増大するため、第46図に示すように、バネ下質量の軽い比較例1に比べ、タイヤの接地荷重変動が増大しロードホールディング性が悪化する。

これを、比較例3のように、ダイナミックダンパとして搭載すれば、バネ下からモータ質量がなくなるため、バネ下質量は上記比較例1と同等まで軽くすることができ、ダイナミックダンパの作用でバネ下振動が抑制される。したがって、第46図に示すように、タイヤの接地荷重変動を、上記比較例1に示した、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車に比べて大幅に低減することができる。

しかし、実施例1のように、第42図に示すような振動モデルを構成すれば、第46図に示すように、ダイナミックダンパの共振周波数である7Hz付近でのタイヤの接地荷重変動はやや大きくなるものの、7Hzからバネ下共振周波数である16Hzの間でのタイヤの接地荷重変動を上記比較例3よりも小さくすることができる。

また、上記実施例2のように、第43図に示すような振動モデルを構成すれば、第46図に示すように、上記実施例1に比べて、バネ下共振周波数付近の接地荷重変動を更に低減することができる。

更に、上記実施例3のように、第44図に示すような振動モデルを構成すれば、第47図に示すように、バネ下共振周波数付近の接地荷重変動を更に低減することができる。

実施例4のように、第45図に示すような振動モデルを持ち、シリンダ質量がバネ下からもモータ側からも浮いているため、第47図に示すように、バネ下共振周波数付近の接地荷重変動が上記実施例3よりも更に小さくなっている。

#### 実施例3-2

第48図の表は、車両が悪路を走行する際にタイヤに生じる前後力変動を解析するための、車両の前後方向の特性を表わすパラメータを示す表で、第49図（

a) , (b) 及び第50図～第54図はその振動モデル、第55図及び第56図は上記振動モデルにより解析した結果を示すグラフである。

また、上記表において、

$m_1$  はホイール等のバネ下質量

$m_2$  はボディ等のバネ上質量

$m_3$  はダイナミックダンパとなるモータ質量

$m_4$  はダイナミックダンパとなるシリンダ質量 (第2の複合連結ダンパ)

$m_5$  はダイナミックダンパとなるシリンダ質量 (複合連結ダンパ)

$k_1$  はタイヤ前後バネ定数

$k_2$  はサスペンション前後方向バネ定数

$k_3$  はモータ支持バネ定数

$k_4$  はダンパ支持バネ定数

$k_5$  はモータ支持バネに直列のダンパ+バネ並列ユニットを構成するバネのバネ定数

$c_1$  はタイヤ前後方向減衰係数

$k_2$  はサスペンション前後方向減衰係数

$k_3$  はモータ支持ダンパ前後方向減衰係数

$k_4$  はモータ支持ダンパに直列のダンパ支持前後方向減衰係数

$k_5$  はモータ支持バネに直列のダンパ+バネ並列ユニットを構成するダンパのダンパ支持上下方向減衰係数である。

比較例1は、第49図(a)の振動モデルで表わせる、通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車である。

比較例2は、第49図(b)の振動モデルで表わせる、従来のモータバネ下搭載のインホイールモータ車である。

また、比較例3は、第50図の振動モデルで表わせる従来のダイナミックダンパ型インホイールモータ車である。

実施例1は、第51図の振動モデルで表わせる、本発明によるダイナミックダンパ型インホイールモータ車で、第35図に相当する。

実施例2は、第52図の振動モデルで表わせる、本発明によるダイナミックダ

ンバ型インホイールモータ車である。

実施例 3 は、第 5 3 図の振動モデルで表わせる、本発明によるダイナミックダンバ型インホイールモータ車である。

実施例 4 は、第 5 4 図の振動モデルで表わせる、本発明によるダイナミックダンバ型インホイールモータ車で、第 3 7 図に相当する。

比較例 2 のように、モータを、ホイール、ナックル等のバネ下質量相当部分にそのまま装着すると、第 5 5 図に示すように、バネ下質量の軽い比較例 1 に比べ、タイヤの前後力変動が増大しロードホールディング性が悪化する。

これを、比較例 3 のように、ダイナミックダンパとして搭載すれば、バネ下からモータ質量がなくなるため、バネ下質量は上記比較例 1 と同等まで軽くすることができる上、ダイナミックダンパの作用でバネ下振動が抑制される。したがって、第 5 5 図に示すように、タイヤの前後力を、上記比較例 1 に示した通常のインホイールモータシステムを採用していない電気自動車に比べて大幅に低減することができる。

しかし、実施例 1 のように、第 5 1 図に示すような振動モデルを構成すれば、第 5 5 図に示すように、ダイナミックダンパの共振周波数である 10 Hz 付近での前後力変動はやや大きくなるものの、10 Hz からバネ下共振周波数である 22 Hz の間での前後力変動を上記比較例 3 よりも小さくすることができる。

また、上記実施例 2 のように、第 5 2 図に示すような振動モデルを構成すれば、第 5 5 図に示すように、上記実施例 1 に比べて、バネ下共振周波数付近の前後力変動を更に低減することができる。

更に、上記実施例 3 のように、第 5 3 図に示すような振動モデルを構成すれば、第 5 6 図に示すように、バネ下共振周波数付近の前後力変動を更に低減することができる。

実施例 4 のように、第 5 4 図に示すような振動モデルを持ち、シリンダ質量がバネ下からもモータ側からも浮いているため、第 5 6 図に示すように、バネ下共振周波数付近の前後力変動が上記実施例 3 よりも更に小さくなっている。



第57図は、本最良の形態4に係るインホイールモータシステムの構成を示す図で、同図において、1はタイヤ、2はリム2aとホイールディスク2bとから成るホイール、3は半径方向に対して内側に設けられた非回転側ケース3aに固定されたモータステータ（以下、ステータという）3Sと、半径方向に対して外側に設けられ、軸受け3jを介して上記非回転側ケース3aに対して回転可能に接合された回転側ケース3bに固定されたモータロータ（以下、ロータという）3Rとを備えたアウターロータ型のインホイールモータである。

4はホイール2とその回転軸において連結されたハブ部、5は車軸6に連結された、車両の足回り部品であるナックル、7はショックアブソーバー等から成るサスペンション部材、8は上記ハブ部4に装着されたブレーキディスクから成る制動装置、10は上記モータ3のロータ3Rを支持する回転側ケース3bとホイール2とを結合するフレキシブルカップリング、20Aはインホイールモータ3のステータ3Sを支持する非回転側ケース3aを、ナックル5に対して車両上下方向に弾性的に支持するための緩衝装置ある。

上記緩衝装置20Aは、第58図にも示すように、スプリング41Sを備え、可動端41aがモータ取付けプレート27側に、固定端41bが車両バネ下部側であるナックル取付けプレート26側に取付けられた第1のショックアブソーバー41と、この第1のショックアブソーバー41と同形式で、スプリング42Sを備え、可動端42aがナックル取付けプレート26側に、固定端42bがモータ取付けプレート27側に取付けられた第2のショックアブソーバー42を用いて、インホイールモータ3をバネ下部に対して弾性支持するもので、これにより、緩衝装置をより簡素化しかつ軽量化することができる。

なお、第58図において、41mはモータ取付けプレート27に設けられた、第1のショックアブソーバー41の可動端41aを取付けるためのダンパー取付け部で、42mは第2のショックアブソーバー42の固定端42bを取付けるためのダンパー取付け部である。また、41nはナックル取付けプレート26に設けられた、第1のショックアブソーバー41の固定端41bを取付けるためのダンパー取付け部で、42nは第2のショックアブソーバー42の可動端42aを取付けるためのダンパー取付け部である。

上記構成により、ホイール 2 内で上記モータ 3 が上方向に動いた場合には、第 1 のショックアブソーバー 4 1 は伸び方向に作動し、第 2 のショックアブソーバー 4 2 は縮み方向に作動し、逆に、ホイール 2 内で上記モータ 3 が下方向に動いた場合には、第 1 のショックアブソーバー 4 1 は縮み方向に作動し、第 2 のショックアブソーバー 4 2 は伸び方向に作動する。したがって、モータ 3 が上下動しても、常にどちらかのショックアブソーバーのスプリングが圧縮されて弾性力を発揮することができる。

また、2 本のショックアブソーバー 4 1, 4 2 により、モータ 3 を弾性支持できるので、第 7 4 図に示した従来のインホイールモータシステムに比較して、弾性支持部品の部品点数を大幅に減らすことができ、緩衝装置を小型軽量化することができる。したがって、車両バネ下部の質量を低減することができ、タイヤの接地荷重変動を更に低減することができる。

また、第 5 9 図に示すように、上記ショックアブソーバー 4 1, 4 2 に代えて、スプリング 4 3 A, ピストン 4 3 B 及び油圧シリンダー 4 3 C を備え、可動端 4 3 a がモータ取付けプレート 2 7 側に、固定端 4 3 b がナックル取付けプレート 2 6 側に取付けられた第 1 の油圧式アブソーバー 4 3 と、スプリング 4 4 A, ピストン 4 4 B 及び油圧シリンダー 4 4 C を備え、可動端 4 4 a がナックル取付けプレート 2 6 側に、固定端 4 4 b がモータ取付けプレート 2 7 側に取付けられた第 2 の油圧式アブソーバー 4 4 とを用いた緩衝装置 2 0 B により、モータの非回転側ケース 3 a を、ナックル 5 に対して車両上下方向に弾性的に支持するようにしてもよい。

このとき、第 6 0 図に示すように、上記可動端 4 3 a がモータ側に接続された第 1 の油圧式アブソーバー 4 3 を構成する油圧シリンダー 4 3 C のピストン上室 4 3 m とピストン下室 4 3 n とを、それぞれ、上記可動端 4 4 a が車両バネ下部側に接続された第 2 の油圧式アブソーバー 4 4 を構成する油圧シリンダー 4 4 C のピストン上室 4 4 m とピストン下室 4 4 n とを、独立したバルブ（オリフィス）4 5 v, 4 6 v を備えた作動油流路 4 5, 4 6 を介して接続する。

これにより、油圧シリンダー 4 3 C のピストン上室 4 3 m から作動油流路 4 5 に流出する作動油量は、上記油圧シリンダー 4 4 C のピストン上室 4 4 m へ流入

する作動油量と同じくなり、また、上記油圧シリンダー44Cのピストン下室44nから作動油流路46に流出する作動油量は油圧シリンダー43Cのピストン下室43nへ流入する作動油量と同じくなるので、上記油圧シリンダー43Cのピストン43Pに接続されたピストンロッド43Lが伸びるときには、上記油圧シリンダー44Cのピストン44Pに接続されたピストンロッド44Lは、上記油圧シリンダー43Cのピストンロッド43Lと同じストロークで縮むことになる。このとき、スプリング43A、44Aが取付けられた、第1及び第2の油圧式アブソーバー43、44の各ピストン43B、44Bは、上記ピストンロッド43L、44Lの伸縮に伴って伸縮する。したがって、モータ3が上下動しても、常にどちらかの油圧式アブソーバーにより弾性力を発揮することができる。

また、本例では、油圧式アブソーバー43、44を上記のように接続しているので各油圧シリンダー43C、44Cのピストン上室43m、44m同士とピストン下室43n、44n同士を連結するだけでよいので、リザーバタンクを省略することができ、装置を小型軽量化することができる。

#### 最良の形態5.

上記最良の形態1～4では、駆動力伝達機構として複数枚の中空円盤状のプレート11A～11Cと上記隣接するプレート11A、11B及びプレート11B、11Cを互いに円盤のラジアル方向に案内する直動ガイド12A、12Bとを備えたフレキシブルカップリング10を用いた場合について説明したが、上記フレキシブルカップリング10に代えて、複数のクロスガイドを備えたフレキシブルカップリングを用いることにより、駆動力を確実に伝達できるとともに、装置を軽量化できるので、バネ下質量を軽減することができ、タイヤの接地荷重変動を、上記従来例に対して更に低減することができ。

第61図は、本最良の形態5に係るインホイールモータシステムの構成を示す図で、同図において、1はタイヤ、2はリム2aとホイールディスク2bとから成るホイール、3は半径方向に対して内側に設けられた非回転側ケース3aに固定されたモータステータ（以下、ステータという）3Sと、半径方向に対して外側に設けられ、軸受け3jを介して上記非回転側ケース3aに対して回転可能に

接合された回転側ケース 3 b に固定されたモータロータ（以下、ロータという）3 R とを備えたアウターロータ型のインホイールモータである。

4 はホイール 2 とその回転軸において連結されたハブ部、5 は車軸 6 に連結される車両の足回り部品であるナックル、7 はショックアブソーバ等から成るサスペンション部材、8 は上記ハブ部 4 に装着された制動装置、20 は直動ガイド 21 を介して互いに車両の上下方向に作動方向が限定され、かつ、車両の上下方向に作動する第 1 のバネ要素 22 と、上記第 1 のバネ要素 22 と並行して配置された、ダンパ 23 と第 2 のバネ要素 24 を直列に連結したスプリング要素付きダンパ 25 とにより結合された 2 枚のプレート 26, 27 を備え、モータの非回転側ケース 3 a と車両の足回り部品であるナックル 5 とを連結する緩衝機構、50 はモータの回転側ケース 3 b に取付けられた中空円盤状のモータ側プレート 51 と、ホイール 2 に取付けられた中空円盤状のホイール側プレート 52 と、上記プレート 51, 52 間を結合する複数個のクロスガイド 53 とを備えたフレキシブルカップリングである。

クロスガイド 53 は、第 6 2 図に示すように、直交する 2 軸の直動ガイドを組合わせたもので、ビーム状の部材であるモータ側ガイドレール 53 A とホイール側ガイドレール 53 B と、直方体状の部材の上面及び下面にそれぞれ設けられた、上記ガイドレール 53 A, 53 B をそれぞれ案内する案内溝 53 a, 53 b を備えたクロスガイド本体 53 C とを備えている。これにより、モータ側ガイドレール 53 A とホイール側ガイドレール 53 B とは、クロスガイド本体 53 C の案内溝 53 a, 53 b に沿って互いに直交する方向に稼動することができる。

本例では、第 6 3 図に示すように、モータ側プレート 51 とホイール側プレート 52 との間に上記クロスガイド 53 を 4 個等間隔（90° 間隔）に配置するとともに、上記各クロスガイド 53 のモータ側ガイドレール 53 A を、その稼動方向が全てロータ 3 R の径方向に対して 45° 方向になるように配置しているので、各モータ側ガイドレール 53 A の稼動方向は全て同方向（45° 方向）を向き、各ホイール側ガイドレール 53 B の全ての稼動方向は、上記各モータ側ガイドレール 53 A の稼動方向に対してそれぞれ直交する方向となる。

上記構成において、インホイールモータ 3 の回転側ケース 3 b からの回転力は

、まず、モータ側プレート 5 1 を介して、モータ側ガイドレール 5 3 A に入力される。このモータ側ガイドレール 5 3 A に入力された周方向の力はクロスガイド本体 5 3 C を通して、ホイール側ガイドレール 5 3 B に伝達されホイール 2 を駆動する。

このとき、クロスガイド本体 5 3 C には、第 6 4 図に示すように、モータ側ガイドレール 5 3 A からの入力とホイール側ガイドレール 5 3 B からの反作用によって、周方向に回転する力と径方向外側に押し出される力とが作用する。

しかし、モータ側ガイドレール 5 3 A とホイール側ガイドレール 5 3 B とは回転する方向に動くが、常に互いに直交した方向を保とうとするため、上記クロスガイド 5 3 を径方向外側に押し出そうとする力は、クロスガイド本体 5 3 C の振れ反力と釣り合う。その結果、複数のクロスガイド 5 3 のみで偏心を吸収することができるので、ロータ 3 R からのトルクをスムーズにホイール 2 に伝達させることができる。

このように、本最良の形態 5 によれば、緩衝機構 2 0 により、インホイールモータ 3 のステータ 3 S を支持する非回転側ケース 3 a を、車両上下方向に揺動可能に結合する構成のインホイールモータシステムにおいて、ロータ 3 R を支持する回転側ケース 3 b とホイール 2 とを、モータ側ガイドレール 5 3 A の稼動方向が全てロータ 3 R の径方向に対して  $45^\circ$  方向で、ホイール側ガイドレール 5 3 B の全ての稼動方向が上記モータ側ガイドレール 5 3 A の稼動方向に対して直交する方向となるように配置された複数個のクロスガイド 5 3 を備えたフレキシブルカップリング 5 0 で結合するようにしたので、モータ 3 の駆動力をホイール 2 に確実に伝達させることができる。

また、中間プレートを省略することができるので駆動力伝達機構が軽量化され、モータ 3 へ伝達する振動を大幅に低減することができるとともに、駆動系のイナーシャを小さくすることができるだけでなく、車輪内に所定のクリアランスを設ける必要がないので、設計の自由度を上げることができる。

更には、クロスガイド 5 3 を用いることにより、モータ側ガイドレール 5 3 A とホイール側ガイドレール 5 3 B との作動方向を互いに直交する方向に限定することができるので、組付けが容易なだけでなく、フレキシブルカップリング 5 0

の動作を安定させることができる。

なお、上記最良の形態 5 では、4 個のクロスガイド 5 3 を用いた場合について説明したが、クロスガイド 5 3 の個数はこれに限るものではなく、2 個または 3 個、あるいは、5 個以上であってもよい。このとき、上記各クロスガイド 5 3 は、モータ側プレート 5 1 とホイール側プレート 5 2 との間に、等間隔に配置することが好ましい。

また、クロスガイド 5 3 のガイドレール 5 3 A, 5 3 B の形状は、第 6 2 図に示すように、ビーム状に限定されるものではなく、クロスガイドの案内溝 5 3 a, 5 3 b に係合する凸部を有する部材であってもよい。また、上記ガイドレール 5 3 A, 5 3 B をより円滑にスライドさせるために、上記案内溝 5 3 a, 5 3 b と上記ガイドレール 5 3 A, 5 3 B の凸部との間に複数個の鋼球を配設するようにしてもよい。

#### 最良の形態 6

ところで、上記のようなダイナミックダンパ型インホイールモータ 3 を搭載した車両においては、上記モータ 3 は構造上、足回り部品とは別々に上下振動することになるため、上記モータ 3 とホイール 2 との間にはある程度の空隙が必要になる。このため、車両が砂利道等を走行した場合、このような空隙部に砂利等が入り込むと、モータ 3 がホイール 2 内で振動したりするなど、モータ 3 を傷める恐れがある。また、フレキシブルカップリング 1 0 が円滑に動作するためには、飛び石によるカップリング部（直動ガイド 1 2 A, 1 2 B 及びその周辺の中空円盤状のプレート 1 1 A ~ 1 1 C）の変形や、直動ガイド 1 2 A, 1 2 B への塵芥の侵入等を防止する必要がある。

また、モータ 3 と足回り部品とは別々に動くことになるため、モータ軸と車軸用のベアリングを別々に設ける必要があるが、上記モータ 3 のように、中空モータを使用する場合には、軸受け 3 j は大きくなり、回転時の速度が高くなる。そのため、通常の小径のベアリングのシールに使われているようなダストシールが使用できず、水溜まりを通過する場合など、モータ 3 内に水が浸入してモータ 3 を傷める危険がある。

本例では、上記構成のインホイールモータシステムに対して有効な防水・防塵対策を施し、上記インホイールモータシステムの信頼性を向上させるようにしたものである。

第65図は、本最良の形態6に係るインホイールモータシステムの構成を示す図で、同図において、1はタイヤ、2はリム2aとホイールディスク2bとから成るホイール、3は半径方向に対して内側に設けられた非回転側ケース3aに固定されたモータステータ（以下、ステータという）3Sと、半径方向に対して外側に設けられ、軸受け3jを介して上記非回転側ケース3aに対して回転可能に接合された回転側ケース3bに固定されたモータロータ（以下、ロータという）3Rとを備えたアウターロータ型のインホイールモータである。

4はホイール2とその回転軸において連結されたハブ部、5はサスペンションアーム6に連結された、車両の足回り部品であるナックル、7はショックアブソーバ等から成るサスペンション部材、8は上記ハブ部4に装着されたブレーキディスクから成る制動装置である。

また、10はモータの回転側ケース3bとホイール2とを結合するフレキシブルカップリング、20Kはモータの非回転側ケース3aを上記サスペンションアーム6に弾性支持するための緩衝機構である。

また、61はモータの回転側ケース3bの上記フレキシブルカップリング20が装着されている側とは反対側の端部と、上記ホイール2の上記端部に対向する端部との間に装着された第1の環状ダストブーツ、62は上記回転側ケース3bの上記フレキシブルカップリング10が装着されている側の端部と、ホイール2の上記端面に対向する端部との間に、上記フレキシブルカップリング10を収納するように装着された第2の環状ダストブーツである。

第66図は、フレキシブルカップリング10の一構成例を示す図で、このフレキシブルカップリング10は、複数枚の中空円盤状のプレート11A～11Cと、中央の中空円盤状のプレート11Bの表裏に、作動方向が互いに直交するように配置された直動ガイド12A、12Bとを備えている。詳細には、ホイール2側に位置するプレート11Aのホイール2とは反対側の面に、180°間隔で取付けられたガイド部材12a、12aと、中間のプレート11Bの上記プレー

ト 1 1 A 側に取付けられ、上記ガイド部材 1 2 a, 1 2 a に係合するガイドレール 1 2 b, 1 2 b とから成る直動ガイド 1 2 A により中空円盤状のプレート 1 1 A, 1 1 B を結合し、上記プレート 1 1 B の裏面側で、上記ガイドレール 1 2 b, 1 2 b を 9 0 度回転させた方向に 1 8 0 ° 間隔で取付けられたガイドレール 1 2 c, 1 2 c と、モータ 3 側のプレート 1 1 C の上記プレート 1 1 B 側に取付けられ、上記ガイドレール 1 2 c, 1 2 c に係合するガイド部材 1 2 d, 1 2 d とから成る直動ガイド 1 2 B により中空円盤状のプレート 1 1 B, 1 1 C を結合するもので、これにより、モータ軸とホイール軸がどの方向にも偏心可能に結合されるので、回転側ケース 3 b からホイール 2 へのトルクを効率よく伝達させることが可能となる。

また、第 6 7 図は緩衝機構 2 0 K の一構成例を示す図である。この緩衝機構 2 0 K は、直動ガイド 2 1 を介して互いに車両の上下方向に作動方向が限定され、かつ、車両の上下方向に作動するバネ要素 2 2 及びダンパ 2 3 により結合された 2 枚のプレート 2 6, 2 7 を備えたもので、具体的には、サスペンションアーム 6 側に位置するナックル取付けプレート 2 6 の 4 隅に、車両の上下方向に伸縮する 4 個のバネ要素 2 2 を取付け、その内側に車両の上下方向に伸縮する 2 個のダンパー 2 3 を取付けるとともに、上記プレート 2 6, 2 7 を、プレートの中心に対して対称な位置に配置された 4 個の直動ガイド 2 1 により結合するものである。

これにより、上記インホイールモータ 3 を足回り部品に対してフローティングマウントして、上記モータ自身をダイナミックダンパーのウエイトとして作用させることができるので、不整路走行時の接地性能、乗り心地性能を向上させることができる。

上記のような、モータがダイナミックダンパー機能を有する構成のインホイールモータシステムにおいては、モータ軸は車軸と別々に径方向に揺動可能となるので、第 6 8 図に示すように、モータ 3 とホイール 2 との間に空隙部 S を設ける必要がある。そこで、本例では、モータの回転側ケース 3 b のサスペンションアーム 6 側、すなわち、上記フレキシブルカップリング 1 0 が装着されている側とは反対側の端部と、上記ホイール 2 の上記端部に対向する端部との間に、軸に垂



直な方向の断面形状が波形である、略中空円盤形状の第1の環状ダストブーツ61を装着して隔壁を形成し、上記空隙部Sを外部から遮断するようにしている。これにより、上記空隙部Sへの石や塵芥等の侵入を防止することができるので、インホイールモータシステムの信頼性を向上させることができる。

また、上記第1の環状ダストブーツ61の、軸に垂直な方向の断面形状を波形とすることにより、上記第1の環状ダストブーツ61の径方向の剛性を下げることができるので、ホイール2内でのモータ3の動きをよりスムーズにすることができる。更に、本例では、上記第1の環状ダストブーツ61のホイール2側の装着部近傍に、複数の穴61sを設けて、万一、上記空隙部Sに水が浸入した場合でも、走行中の遠心力で上記水を上記穴61sから外部に排出することができるようにした。

また、本例では、第65図及び第68図に示すように、フレキシブルカップリング10の、ホイールディスク2b側にある中空円盤状のプレート11Aと、モータ側にある中空円盤状のプレート11Cのとの間で、上記直動ガイド12A、12Bよりも内周側に、軸に垂直な方向の断面形状が波形である、略中空円盤形状の第2の環状ダストブーツ62を装着し、この第2の環状ダストブーツ62により、上記フレキシブルカップリング10のカップリング部を外部から遮断するようにしている。

すなわち、上記第2の環状ダストブーツ62により上記フレキシブルカップリング10の直動ガイド12A、12Bの内周側に隔壁を形成することにより、飛び石による上記カップリング部の変形及び直動ガイド12A、12Bへの塵芥の侵入等を防止することができるので、上記フレキシブルカップリング10を円滑に動作させることができ、インホイールモータシステムの信頼性を向上させることができる。

また、上記第2の環状ダストブーツ61についても、軸に垂直な方向の断面形状を波形とすることにより、上記第2の環状ダストブーツ62の径方向の剛性を下げることができるので、フレキシブルカップリング10の動きをよりスムーズにすることができる。

このように、本最良の形態6によれば、モータの回転側ケース3aとホイール

2とをフレキシブルカップリング10により結合し、モータの非回転側ケース3aを、緩衝機構20Kを介してナックル5に結合したインホイールモータシステムにおいて、軸に垂直な方向の断面形状が波形である第1の環状ダストブーツ61により、上記モータ3とホイール2間に形成される空隙部Sを外部から遮断して、上記空隙部Sへの石や塵芥等の侵入を防止するとともに、第2の環状ダストブーツ62により上記フレキシブルカップリング10の内周側に隔壁を形成して、飛び石によるカップリング部の変形や直動ガイド12A、12Bへの塵芥の侵入等を防止して、上記フレキシブルカップリング10を円滑に動作させるようにしたので、インホイールモータシステムの信頼性を格段に向上させることができる。

最良の形態7.

第69図は、本最良の形態7に係るインホイールモータシステムの構成を示す図で、同図において、1はタイヤ、2はホイール、3は半径方向に対して内側に設けられた非回転側ケース3aに固定されたステータ3Sと、半径方向に対して外側に設けられ、軸受け3jを介して上記非回転側ケース3aに対して回転可能に接合された回転側ケース3bに固定されたロータ3Rとを備えたアウトロータ型のインホイールモータ、4はハブ部、5はナックル、6はサスペンションアーム、7はサスペンション部材、8は制動装置、10はモータの回転側ケース3bとホイール2とを結合するフレキシブルカップリング、20Kはモータの非回転側ケース3aを上記サスペンションアーム6に弾性支持する緩衝機構、70は上記モータ3の軸方向の隙間を塞ぐように設けられた防水手段である。

この防水手段70は、第70図に示すように、モータの軸受け3jの外側に取付けられたベアリング固定カバー71、72の互いに対向する面に、階段状(2段)の切欠き部71k、72kを設けるとともに、上記切欠き部71k、72kのベアリング固定カバー71、72の外周側に、それぞれ蓋部材71p、72pを取付けて中空部73を形成し、この中空部73内にモータ軸方向に摺動可能な中空円盤状の隔壁を構成する樹脂リング74を収納することにより構成される。

これにより、第71図(a)に示すように、モータ3の運転時(回転時)には、モータ3の発熱によりモータ3内部の温度が上昇するため、外気圧に対してモ

ータ内圧が高くなり、上記樹脂リング74はモータ軸方向外側、すなわち、上記蓋部材71p, 72p側へ移動するので、車両がある程度水深のある水溜りを通過した場合でも、圧力差によりモータ3内への水の浸入を防ぐことができる。

ところで、モータ3の回転時には、上記樹脂リング74が回転側とともに回転すると、その遠心力により樹脂リング74が拡張し、回転側ケース3bのベアリング固定カバー71に押付られるため、樹脂リング74のモータ軸方向の動きが阻害される恐れがある。そこで、本例では、モータ3の回転時には、上記樹脂リング74が回転側とともに回転しないように、上記樹脂リング74を、上記樹脂リング74と回転側のベアリング固定カバー71との径方向の隙間を、上記樹脂リング74と非回転側のベアリング固定カバー72との径方向の隙間よりも大きくし、上記樹脂リング74が軸方向にスムーズに動けるようにしている。

また、車両が水溜りで停車した場合には、第71図(b)に示すように、上記蓋部材71p, 72pの隙間から水が浸入するが、上記樹脂リング74は、その圧力によりモータ軸方向内側に移動して上記ベアリング固定カバー71, 72で形成されるローターステータ間の隙間を塞ぐため、モータ3内への水の浸入を防ぐことができる。

このように本最良の形態7では、モータの軸受け3jの外側に取付けられたベアリング固定カバー71, 72の互いに対向する面に、階段状の切欠き部71k, 72kを設けるとともに、上記切欠き部71k, 72kのベアリング固定カバー71, 72の外周側に、それぞれ蓋部材71p, 72pを取付けて中空部73を形成し、この中空部73内にモータ軸方向に摺動可能な中空円盤状の隔壁を構成する樹脂リング74を収納して防水手段70を設け、上記モータ3の軸方向の隙間を塞ぐようにしたので、上記インホイールモータ3のように、中空形状のモータを使用する場合でも、モータ3内への水の浸入を防ぐことができ、インホイールモータシステムの信頼性を向上させることができる。

なお、上記最良の形態6, 7では、ステータ3Sを支持する非回転側ケース3aを、車両の上下方向に作動するバネ要素22及びダンパー23により結合され、直動ガイド21により互いに車両の上下方向に作動方向が限定された2枚のプレート26, 27を備えた緩衝機構20Kを介してナックル5に対して弾性支持

した構成のインホイールモータシステムに対する防水・防塵対策について説明したが、本発明はこれに限るものではなく、車輪部に設けられたダイレクトドライブモータと足回り部品とが別々に上下振動する中空形状のモータを有する構成のインホイールモータシステムであれば適用可能であることはいうまでもない。

#### 産業上の利用可能性

以上説明したように、本発明によれば、インホイールモータを、緩衝部材または緩衝装置を介して車両バネ下部に取付けて成るインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、バネ要素と、このバネ要素に並列に配置された、バネ要素とダンパ要素とが直列に連結されたスプリング要素付きダンパとを備えた緩衝部材を介して車両バネ下部に取付ける構成としたので、従来のダイナミックダンパ型インホイールモータシステムに対して、タイヤの接地荷重変動を小さくすることができ、ロードホールディング性を向上させることができる。

また、上記モータを、バネ要素と、ダンパ要素と、上記バネ要素と上記ダンパ要素とに並列に配置された、バネ要素とダンパ要素とが直列に連結されたスプリング要素付きダンパを介して、車両バネ下部に取付けるようにすれば、ロードホールディング性を更に向上させることができる。

また、本発明のインホイールモータシステムを採用することにより、スペース効率や駆動力の伝達効率に優れ、かつ、タイヤ接地力変動の少ないインホイールモータ車を実現することが可能となる。

また、インホイールモータを、車両上下方向に稼動する複数個のショックアブソーバーを介して車両バネ下部に結合するとともに、上記ショックアブソーバーの少なくとも1個の可動端をモータ側に、固定端を車両バネ下部側に接続し、残りのショックアブソーバー少なくとも1個の可動端を車両バネ下部側に、固定端をモータ側に接続するようにしたので、インホイールモータを支持するショックアブソーバー装置をコンパクト化して軽量化することができ、タイヤ接地力変動を低減してロードホールディング性を向上させることができる。

また、モータロータとホイールとを、ロータ周方向に等間隔に配置された、表

裏で作動方向が直交する複数のクロスガイドにより連結するようにしたので、表裏のガイド部材の作動方向を確実に規制することができるとともに、駆動伝達機構を小型軽量化できるので、駆動系のイナーシャを小さくすることができる。また、軽量化により、モータに伝達する振動も大幅に低減することができる。

このとき、上記各クロスガイドのモータ側ガイドレールを、その稼動方向が全てモータロータの径方向に対して  $45^{\circ}$  方向になるように配置するとともに、上記ホイール側ガイドレールの全ての稼動方向を上記モータ側ガイドレールの稼動方向に対して直交する方向に配置することにより、座屈変形を抑制することができ、回転力のみを確実にホイール側に伝達することができるので、スペース効率や駆動力の伝達効率に優れ、かつ、タイヤ接地力変動の少ないインホイールモータ車を実現することが可能となる。

## 請 求 の 範 囲

1. 車輪部に配設された、ホイールを駆動するインホイールモータを、緩衝部材または緩衝装置を介して車両バネ下部に取付けて成るインホイールモータシステムにおいて、上記モータを、バネ要素とダンパ要素とが並列に連結された複数のショックアブソーバー、バネ要素とダンパ要素とが直列に連結された少なくとも1個のスプリング要素付きダンパ、あるいは、並列に連結されたバネ要素とダンパ要素とがバネ要素と直列に連結された少なくとも1個の複合連結ダンパのいずれか、または、2つ以上を備えた緩衝部材を介して車両バネ下部に取付けたことを特徴とするインホイールモータシステム。
2. 上記モータを中空形状のモータとしたことを特徴とする請求の範囲1に記載のインホイールモータシステム。
3. 上記モータを、バネ要素、及び、バネ要素とダンパ要素とが直列に連結されたスプリング要素付きダンパを介して、車両バネ下部に対して上下方向に支持したことを特徴とする請求の範囲1または請求の範囲2に記載のインホイールモータシステム。
4. 上記モータのステータ側を、ナックルに対して、上記第1のバネ要素により上下方向に支持するとともに、上記第1のバネ要素と並列して配置された、バネ要素とダンパ要素とを直列に連結したスプリング要素付きダンパにより、上記ステータ側と上記車両バネ下部とを連結したことを特徴とする請求の範囲3に記載のインホイールモータシステム。
5. 上記モータを、上下方向に加えて、前後方向に対しても、バネ及びスプリング要素付きダンパにより支持したことを特徴とする請求の範囲3または請求の範囲4に記載のインホイールモータシステム。
6. 上記モータを、第1のバネ要素と、第1のダンパ要素と、第2のバネ要素と第2のダンパ要素とが直列に連結されたスプリング要素付きダンパとを介して、車両バネ下部に対して上下方向に支持したことを特徴とする請求の範囲1または請求の範囲2に記載のインホイールモータシステム。
7. 上記モータのステータ側を、ナックルに対して、並列に配置された第1の

バネ要素と第 1 のダンパ要素により上下方向に支持するとともに、上記第 1 のバネ要素と第 1 のダンパ要素とに並列に配置された、第 2 のバネ要素と第 2 のダンパ要素とを直列に連結したスプリング要素付きダンパにより、上記ステータ側と上記車両バネ下部とを連結したことを特徴とする請求の範囲 6 に記載のインホイールモータシステム。

8. 上記モータを、上下方向に加えて、前後方向に対しても、バネ、ダンパ、及び、スプリング要素付きダンパにより支持したことを特徴とする請求の範囲 6 または請求の範囲 7 に記載のインホイールモータシステム。
9. 上記スプリング要素付きダンパのシリンダボディを、上記スプリング要素付きダンパのシリンダボディを、スプリング要素付きダンパを構成するダンパ要素とバネ要素との間に直列に配置したことを特徴とする請求の範囲 1 ～請求の範囲 8 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
10. 上記スプリング要素付きダンパを構成するバネ要素を金属バネまたは空気バネまたはゴムバネから構成したことを特徴とする請求の範囲 1 ～請求の範囲 9 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
11. 上記スプリング要素付きダンパを構成するバネ要素を、スプリング要素付きダンパのピストンの軸方向の両側に装着したことを特徴とする請求の範囲 1 ～請求の範囲 10 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
12. 上記モータを、並列に連結されたバネ要素とダンパ要素とがバネ要素と直列に連結された複合連結ダンパにより車両バネ下部に対して上下方向に支持したことを特徴とする請求の範囲 1 または請求の範囲 2 に記載のインホイールモータシステム。
13. 上記複合連結ダンパと、この複合連結ダンパに並列に配置されたダンパ要素とを介して、車両バネ下部に対して上下方向に支持したことを特徴とする請求の範囲 12 に記載のインホイールモータシステム。
14. 上記複合連結ダンパを第 1 の複合連結ダンパとし、並列に連結されたバネ要素とダンパ要素とがダンパ要素と直列に連結された複合連結ダンパを第 2 の複合連結ダンパとするとともに、上記モータを、並列配置された上

記第 1 の複合連結ダンパと上記第 2 の複合連結ダンパとを介して、車両バネ下部に対して上下方向に支持したことを特徴とする請求の範囲 1 2 に記載のインホイールモータシステム。

- 1 5. 上記第 2 の複合連結ダンパのダンパ要素とバネ要素とに直列に配置されたダンパ要素と上記バネ要素との間に、上記バネ要素と並列に配置されたダンパ要素のシリンダボディを配置したことを特徴とする請求の範囲 1 4 に記載のインホイールモータシステム。
- 1 6. 上記複合連結ダンパのダンパ要素と並列に配置されたバネ要素の他端に、上記ダンパ要素のシリンダボディを配置したことを特徴とする請求の範囲 1 2 ～請求の範囲 1 5 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
- 1 7. 上記複合連結ダンパを構成するバネ要素を金属バネまたは空気バネまたはゴムバネから構成したことを特徴とする請求の範囲 1 2 ～請求の範囲 1 6 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
- 1 8. 上記モータを、上下方向に加えて、前後方向に対しても、ダンパ及び上記複合連結ダンパ、あるいは、複数の複合連結ダンパにより支持したことを特徴とする請求の範囲 1 2 ～請求の範囲 1 7 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
- 1 9. 上記複数のショックアブソーバーは、その向きと減衰率のいずれか一方あるいは両方が互いに異なる少なくとも 2 個のショックアブソーバーを含むことを特徴とする請求の範囲 1 または請求の範囲 2 に記載のインホイールモータシステム。
- 2 0. 上記ショックアブソーバーの少なくとも 1 個の可動端をモータ側に、固定端を車両バネ下部側に接続するとともに、残りのショックアブソーバーの少なくとも 1 個の可動端を車両バネ下部側に、固定端をモータ側に接続するようにしたことを特徴とする請求の範囲 1 9 に記載のインホイールモータシステム。
- 2 1. 上記ショックアブソーバーをスプリングと、ピストンと、油圧シリンダーとを備えた油圧装置から構成したことを特徴とする請求の範囲 2 0 に記



載のインホイールモータシステム。

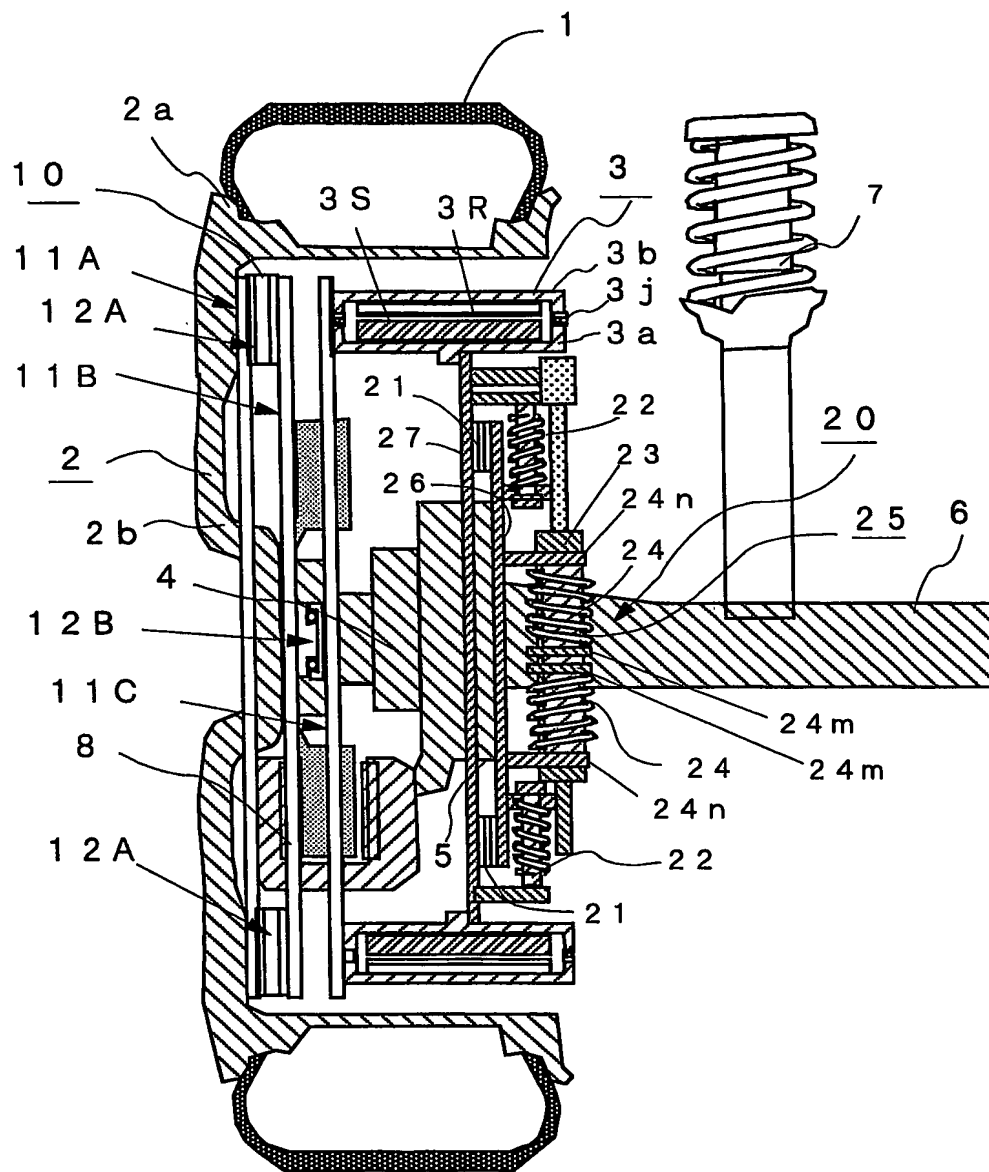
- 2 2. 可動端がモータ側に接続されたショックアブソーバーの油圧シリンダーのピストン上室とピストン下室とを、それぞれ、可動端が車両バネ下部側に接続されたショックアブソーバーの油圧シリンダーのピストン上室とピストン下室とに、独立したバルブを備えた作動油流路を介して接続したことを特徴とする請求の範囲 2 1 に記載のインホイールモータシステム。
- 2 3. 車輪部に配設された、ホイールを駆動するインホイールモータを、緩衝部材または緩衝装置を介して車両バネ下部に取付けて成るインホイールモータシステムにおいて、モータロータとホイールとを、ロータ周方向に等間隔に配置された、表裏で作動方向が直交する複数のクロスガイドにより連結したことを特徴とするインホイールモータシステム。
- 2 4. 上記クロスガイドのモータ側ガイドレールを、その稼動方向が全てモータロータの径方向に対して  $45^{\circ}$  方向になるように配置するとともに、上記ホイール側ガイドレールの全ての稼動方向を上記モータ側ガイドレールの稼動方向に対して直交する方向になるように、上記クロスガイドを配置したことを特徴とする請求の範囲 2 3 に記載のインホイールモータシステム。
- 2 5. 上記モータとホイールとの間に 1 個あるいは複数個の伸縮自在な環状のダストブーツを設け、上記モータとホイール間に形成される空隙を外部から遮断するようにしたことを特徴とする請求の範囲 2 ～請求の範囲 2 4 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。インホイールモータシステム。
- 2 6. 上記モータの回転側ケースとホイールとをフレキシブルカップリングにより結合するとともに、モータの回転側ケースの上記フレキシブルカップリングが装着されている側とは反対側の端部と、上記ホイールの上記端部に対向する端部との間に、上記環状のダストブーツを装着したことを特徴とする請求の範囲 2 5 に記載のインホイールモータシステム。
- 2 7. 上記フレキシブルカップリングのカップリング部を外部から遮断するための環状のダストブーツを設けたことを特徴とする請求の範囲 2 4 または

請求の範囲 2 6 に記載のインホイールモータシステム。

- 2 8 . 上記環状のダストブーツの軸に垂直な方向の断面形状を波形としたことを特徴とする請求の範囲 2 4 ～請求の範囲 2 6 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
- 2 9 . 上記環状のダストブーツのホイール側装着部の近傍に、複数の孔部を設けたことを特徴とする請求の範囲 2 5 ～請求の範囲 2 8 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。
- 3 0 . 上記モータの回転側ケースと非回転側ケースとを連結するモータベアリングの外側に、モータ軸方向に摺動可能な中空円盤状の隔壁を設けたことを特徴とする請求の範囲 2 ～請求の範囲 2 4 のいずれかに記載のインホイールモータシステム。インホイールモータシステム。
- 3 1 . モータベアリングの外側に取付けられたベアリング固定カバー内に中空部を設け、この中空部に上記中空円盤状の隔壁を収納するようにしたことを特徴とする請求の範囲 3 0 に記載のインホイールモータシステム。
- 3 2 . 上記中空円盤状の隔壁と回転側のベアリング固定カバーとの径方向の隙間を、上記中空円盤状の隔壁と非回転側のベアリング固定カバーとの径方向の隙間よりも大きくしたことを特徴とする請求の範囲 3 1 に記載のインホイールモータシステム。

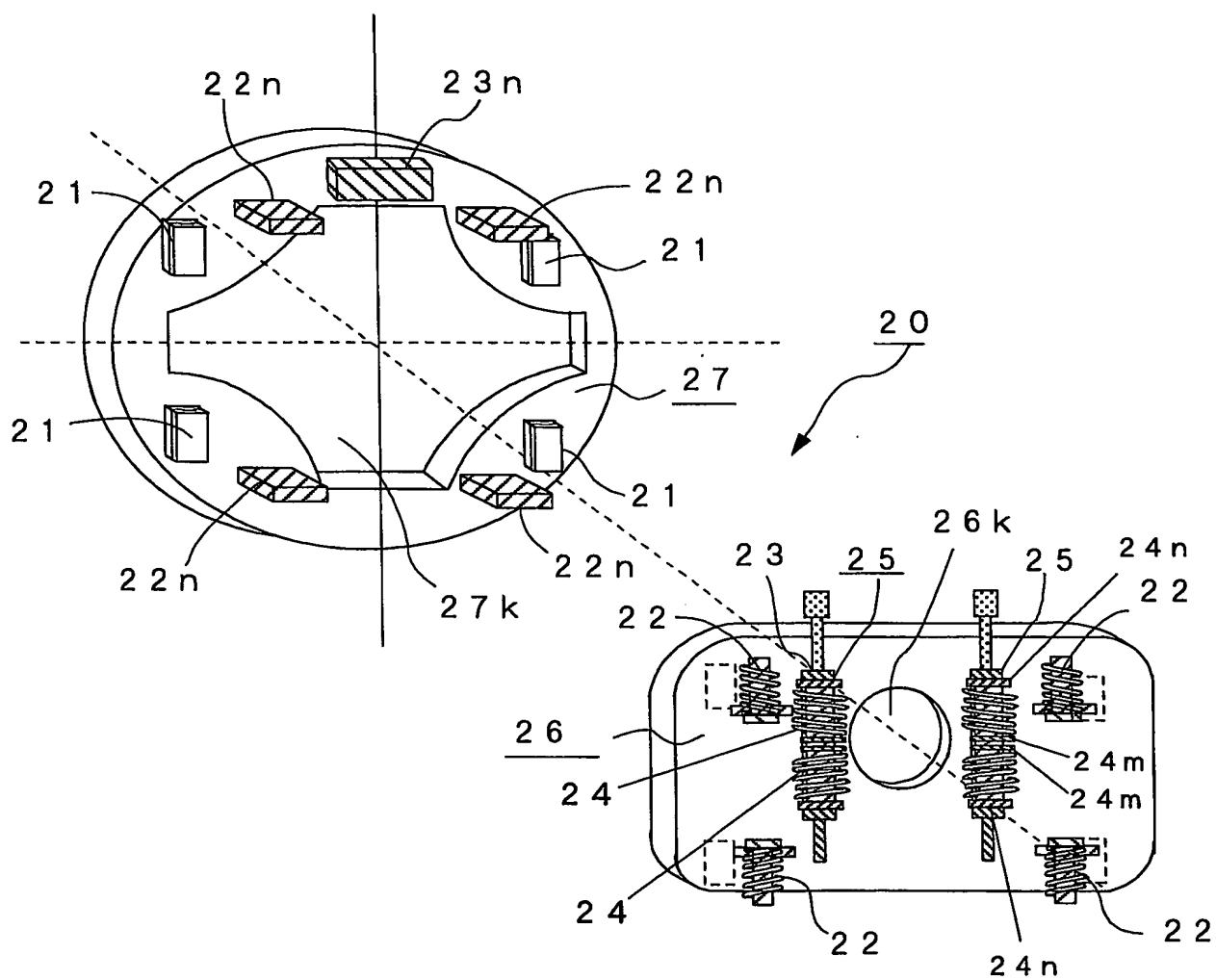
1 / 5 8

第 1 図



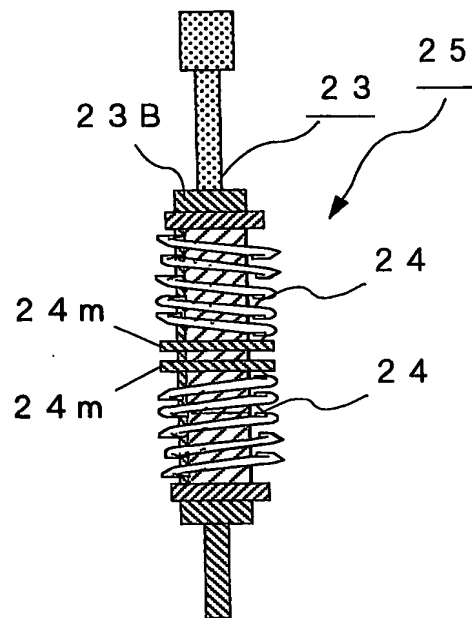
2 / 5 8

第2図

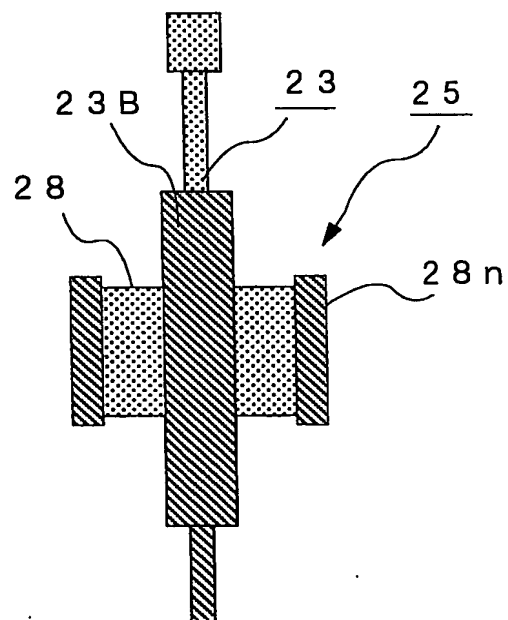


3 / 5 8

第 3 図

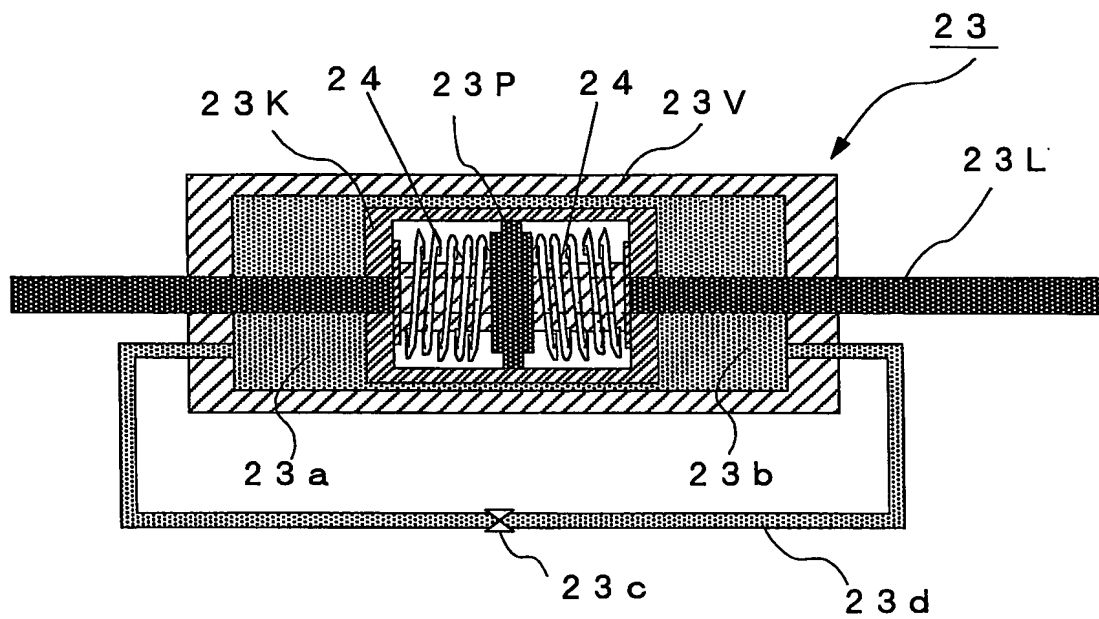


第 4 図

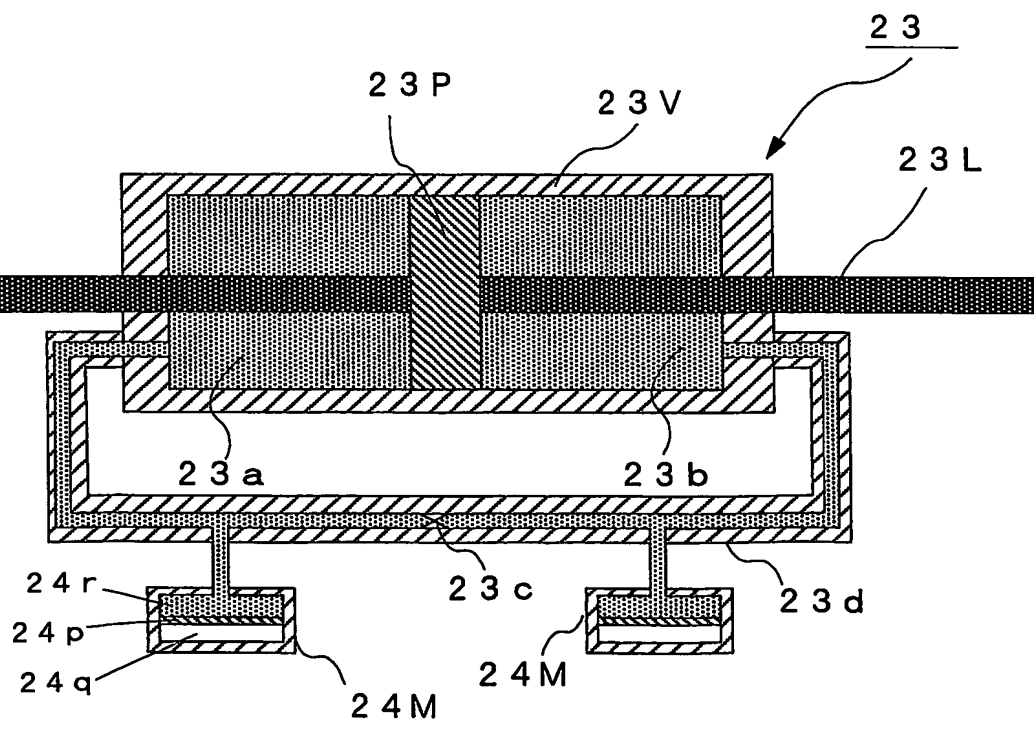


## 第5図

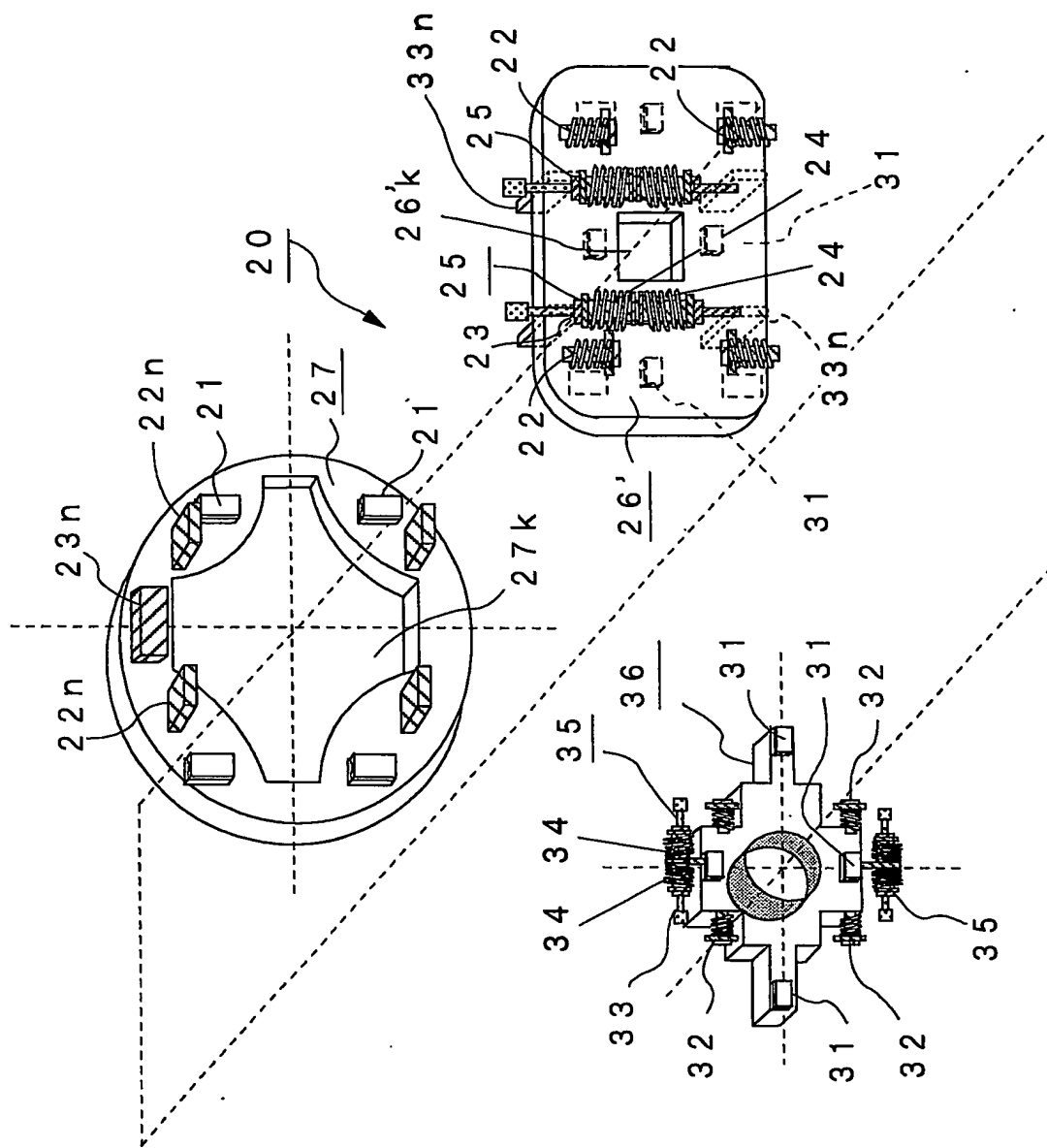
(a)



(b)



5 / 58



第6図

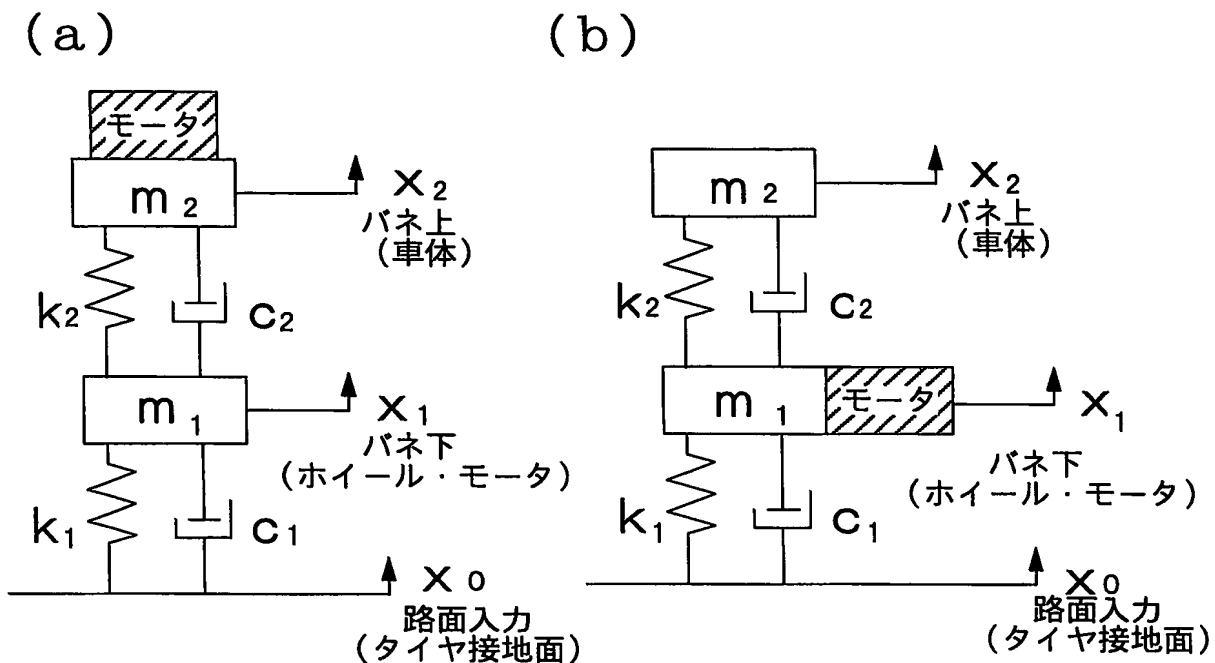
6 / 58

第7図

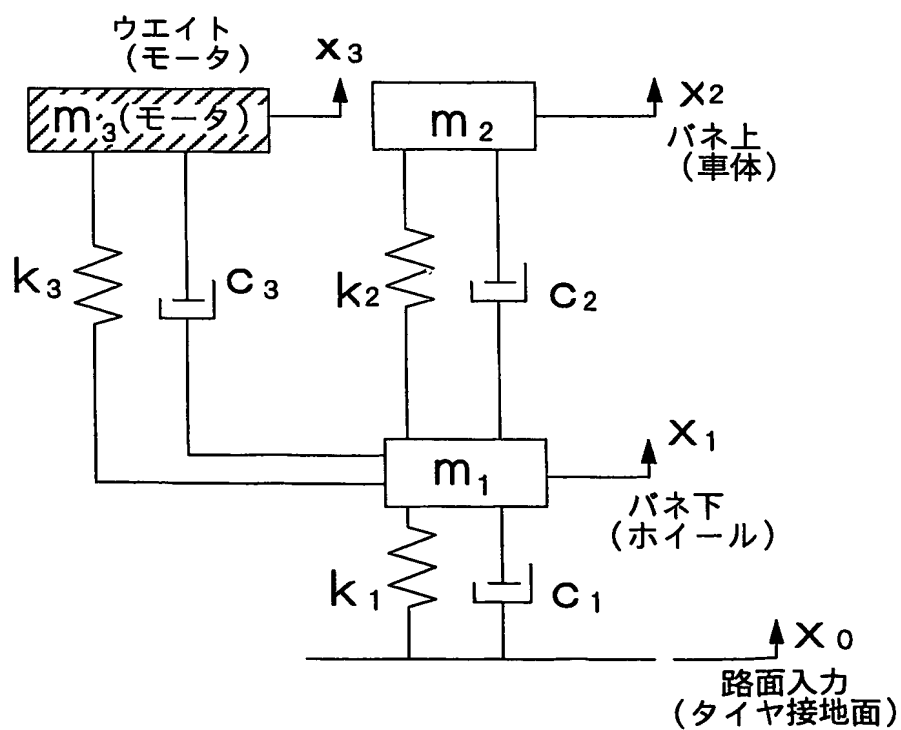
	比較例 1	比較例 2	比較例 3	比較例 4	実施例 1	実施例 2	実施例 3
形式	車載型	IWM	DD-IWM	DD-IWM	DD-IWM	DD-IWM	DD-IWM
k4相当バネ	—	—	—	—	+バネ要素	+バネ要素	+バネ要素
m4相当質量	—	—	—	—	—	m4にシリンダ*	m4にシリンダ*
ダイナミックダンパー部				k3強バネ	C3変更	C3変更	C3, k3変更
モータ(kg)	30	30	30	30	30	30	30
足回り(kg)	40	40	45	45	45	40	40
ダンパマス(kg)	—	—	30	30	30	30	30
m1 (kg)	40	70	45	45	45	40	40
m2 (kg)	370	340	340	340	340	340	340
m3 (kg)	—	—	30	30	30	30	30
m4 (kg)	—	—	—	—	—	5	5
k1 (N/m)	360000	360000	360000	360000	360000	360000	360000
k2 (N/m)	32000	32000	32000	32000	32000	32000	32000
k3 (N/m)	—	—	41000	90000	41000	41000	27000
k4 (N/m)	—	—	—	—	110000	110000	110000
c1 (N/(m/s))	50	50	50	50	50	50	50
c2 (N/(m/s))	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
c3 (N/(m/s))	—	—	1000	1000	600	600	800



第8図

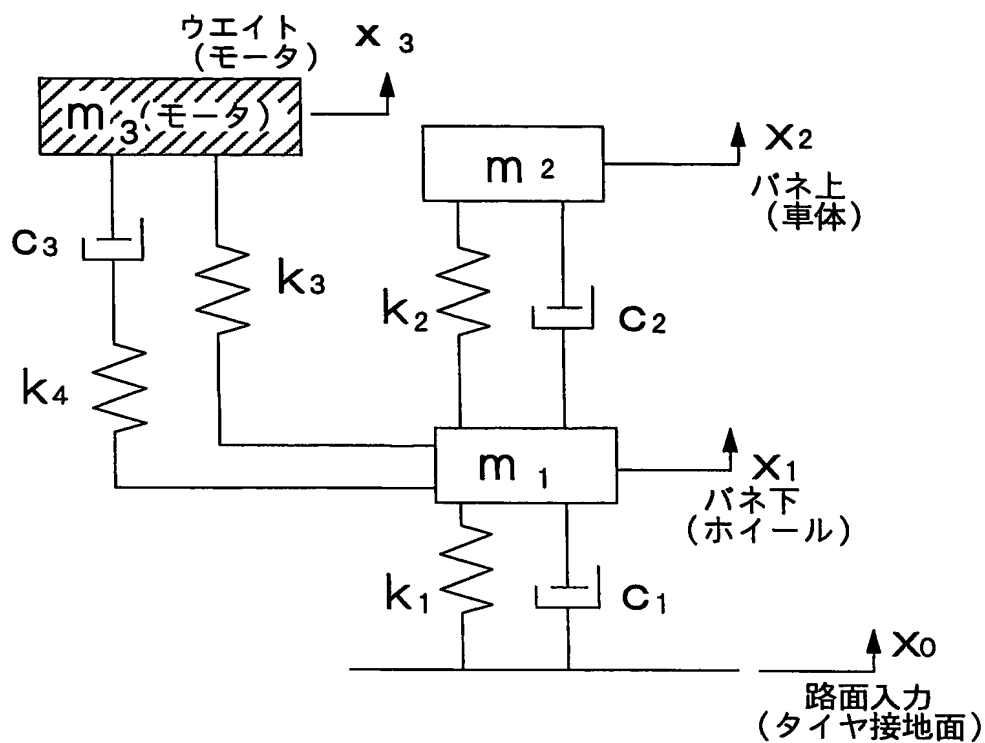


第9図

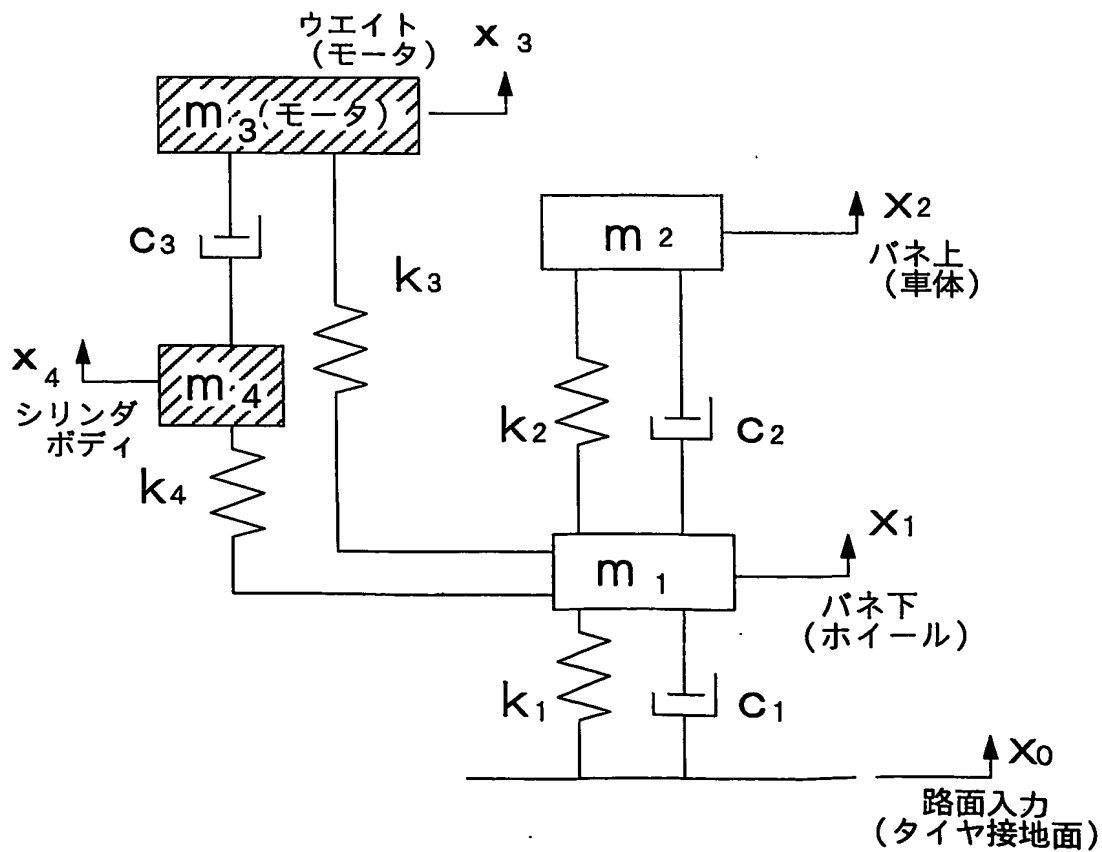


8 / 58

第 1 0 図

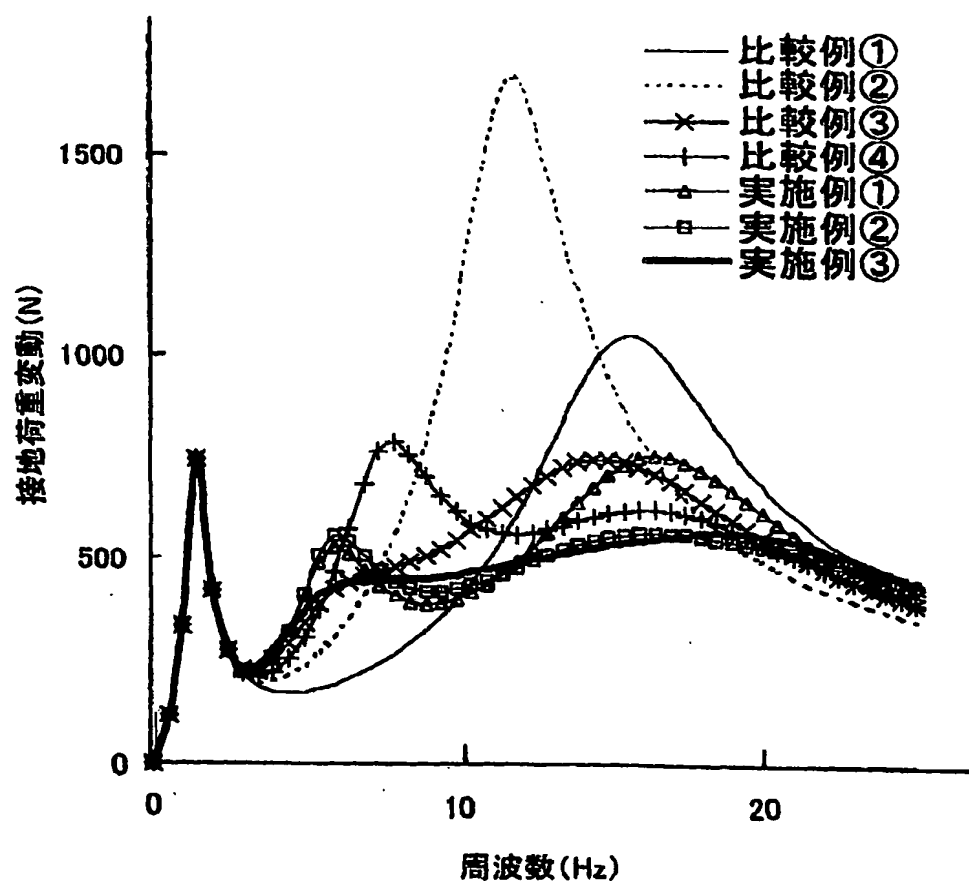


第 1 1 図



9 / 5 8

第 1 2 図



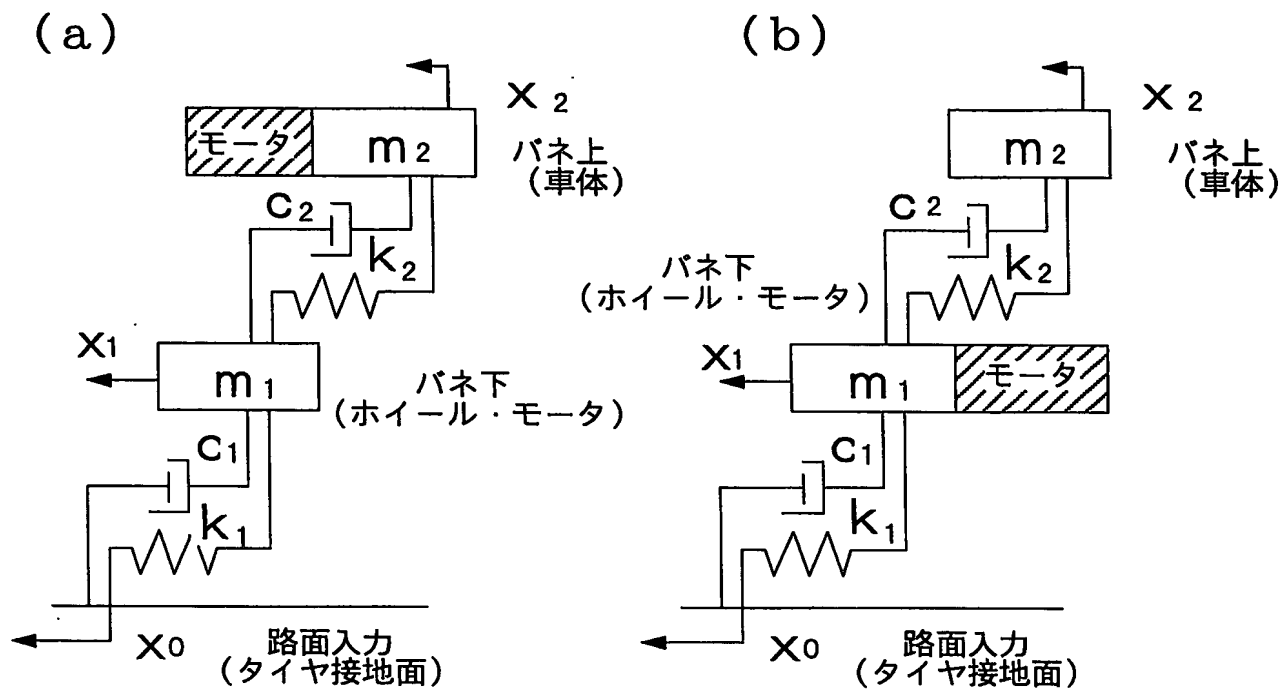
10/58

第13図

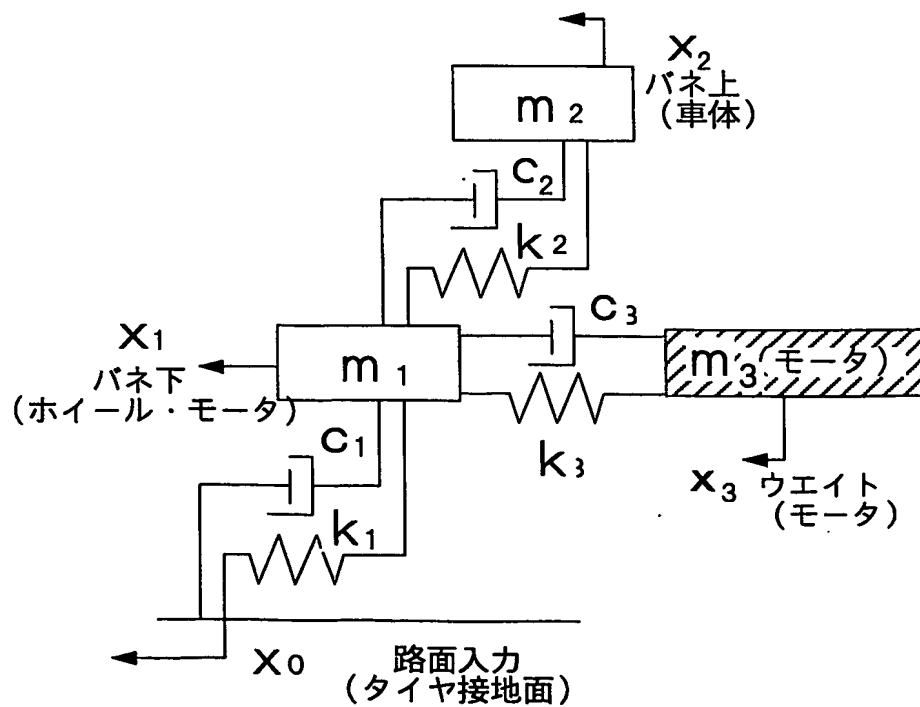
	比較例 1	比較例 2	比較例 3	比較例 4	実施例 1	実施例 2	実施例 3
形式	車載型	IWM	DD-IWM	DD-IWM	DD-IWM	DD-IWM	DD-IWM
k4相当バネ	—	—	—	—	+バネ要素	+バネ要素	+バネ要素
m4相当質量	—	—	—	—	—	m4にシリンダ*	m4にシリンダ*
ダイナミックダンパー部				k3強バネ	C3変更	C3変更	C3, k3変更
モータ(kg)	30	30	30	30	30	30	30
足回り(kg)	40	40	45	45	45	40	40
ダンパマス(kg)	—	—	30	30	30	30	30
m1 (kg)	40	70	45	45	45	40	40
m2 (kg)	370	340	340	340	340	340	340
m3 (kg)	—	—	30	30	30	30	30
m4 (kg)	—	—	—	—	—	5	5
k1 (N/m)	673000	673000	673000	673000	673000	673000	673000
k2 (N/m)	100000	100000	100000	100000	100000	100000	100000
k3 (N/m)	—	—	60000	120000	60000	60000	40000
k4 (N/m)	—	—	—	—	150000	150000	150000
c1 (N/(m/s))	50	50	50	50	50	50	50
c2 (N/(m/s))	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
c3 (N/(m/s))	—	—	1100	1100	1200	1200	900

11/58

第14図

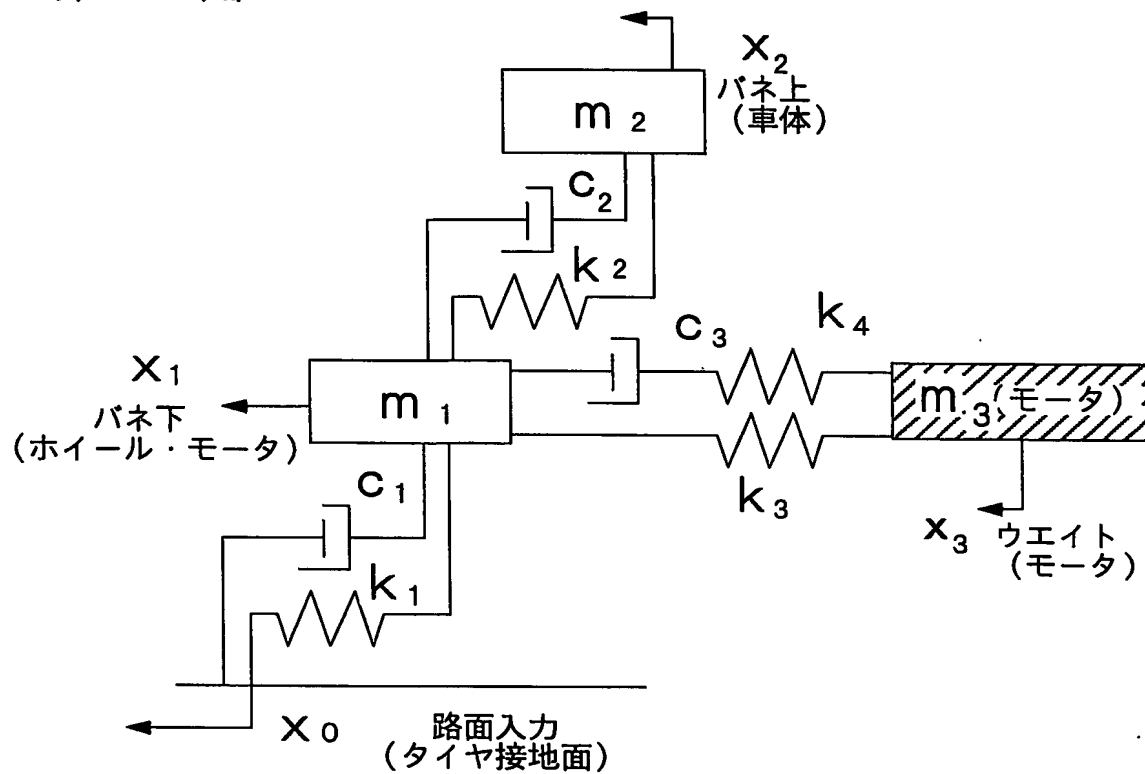


第15図

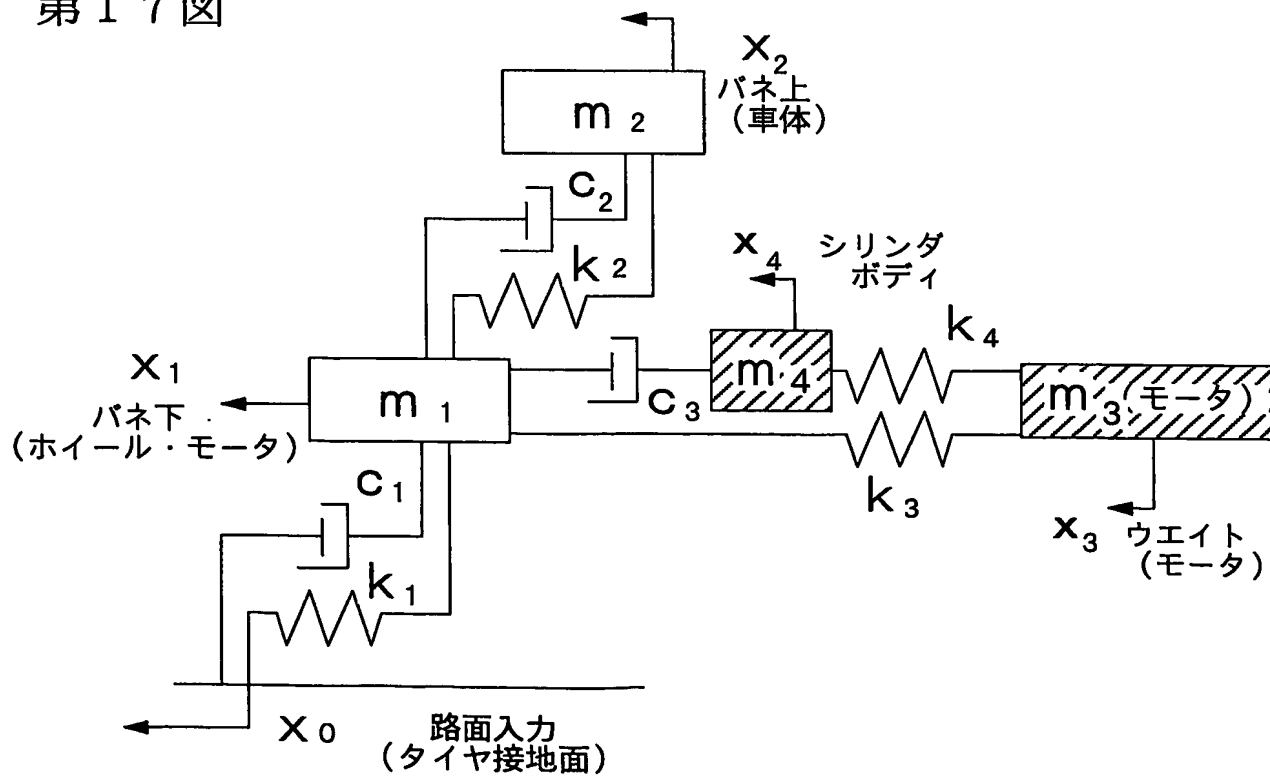


12/58

第16図

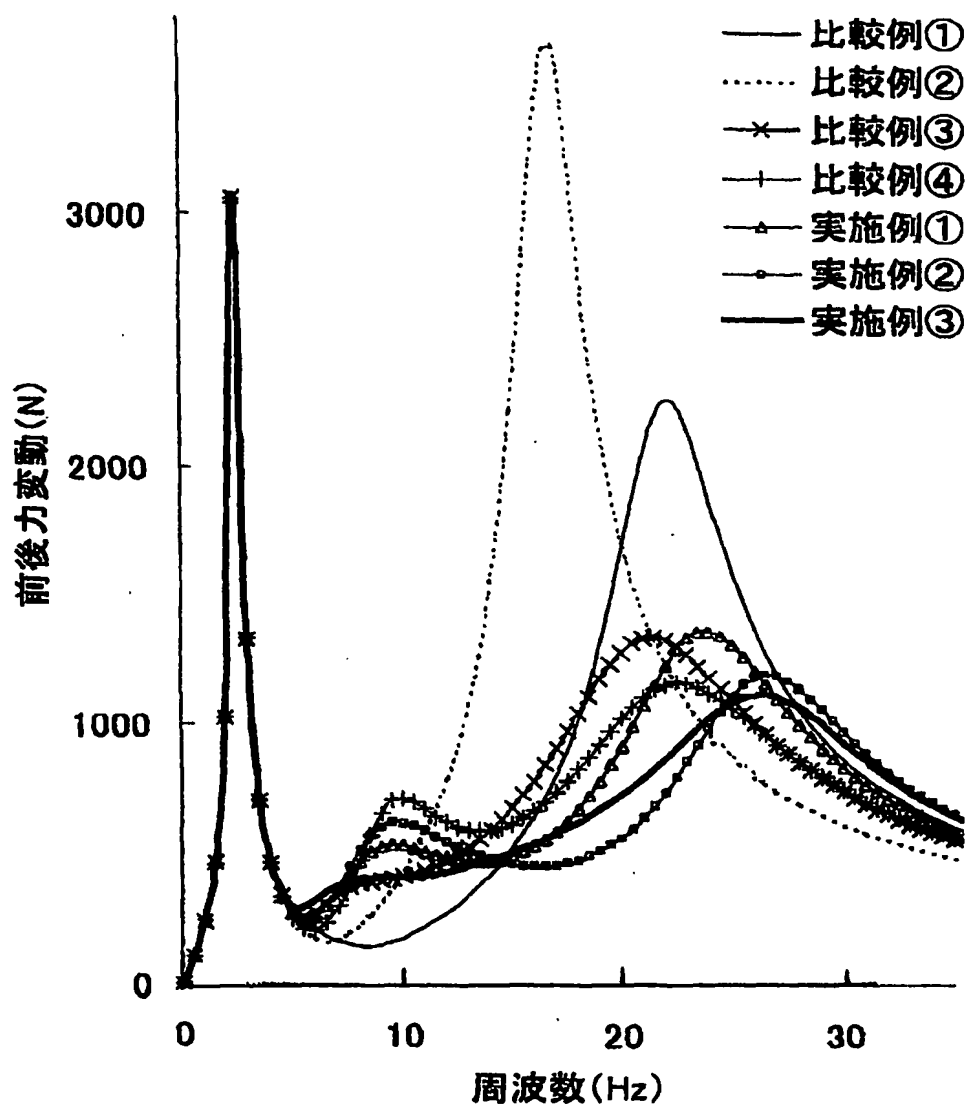


第17図

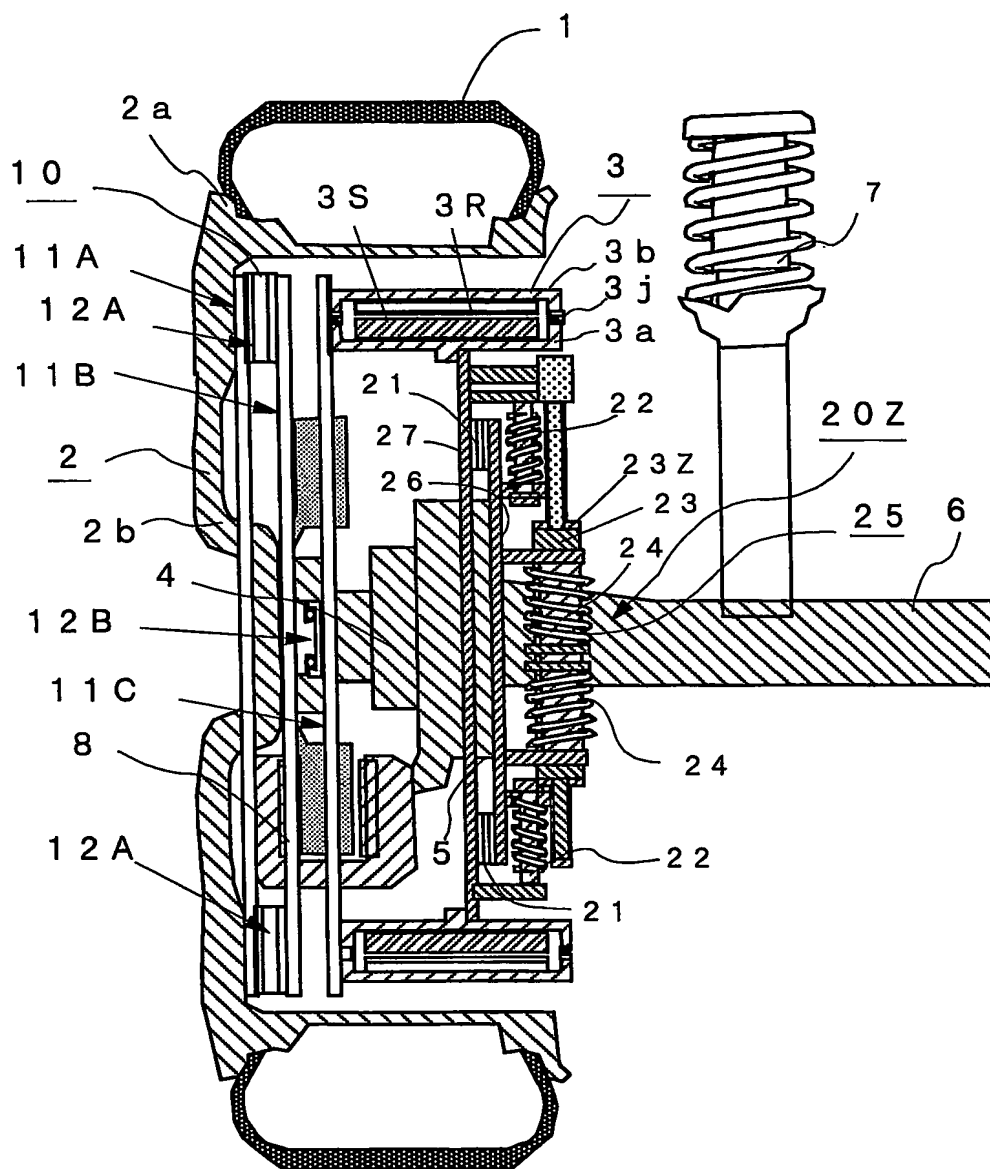


13/58

第18図



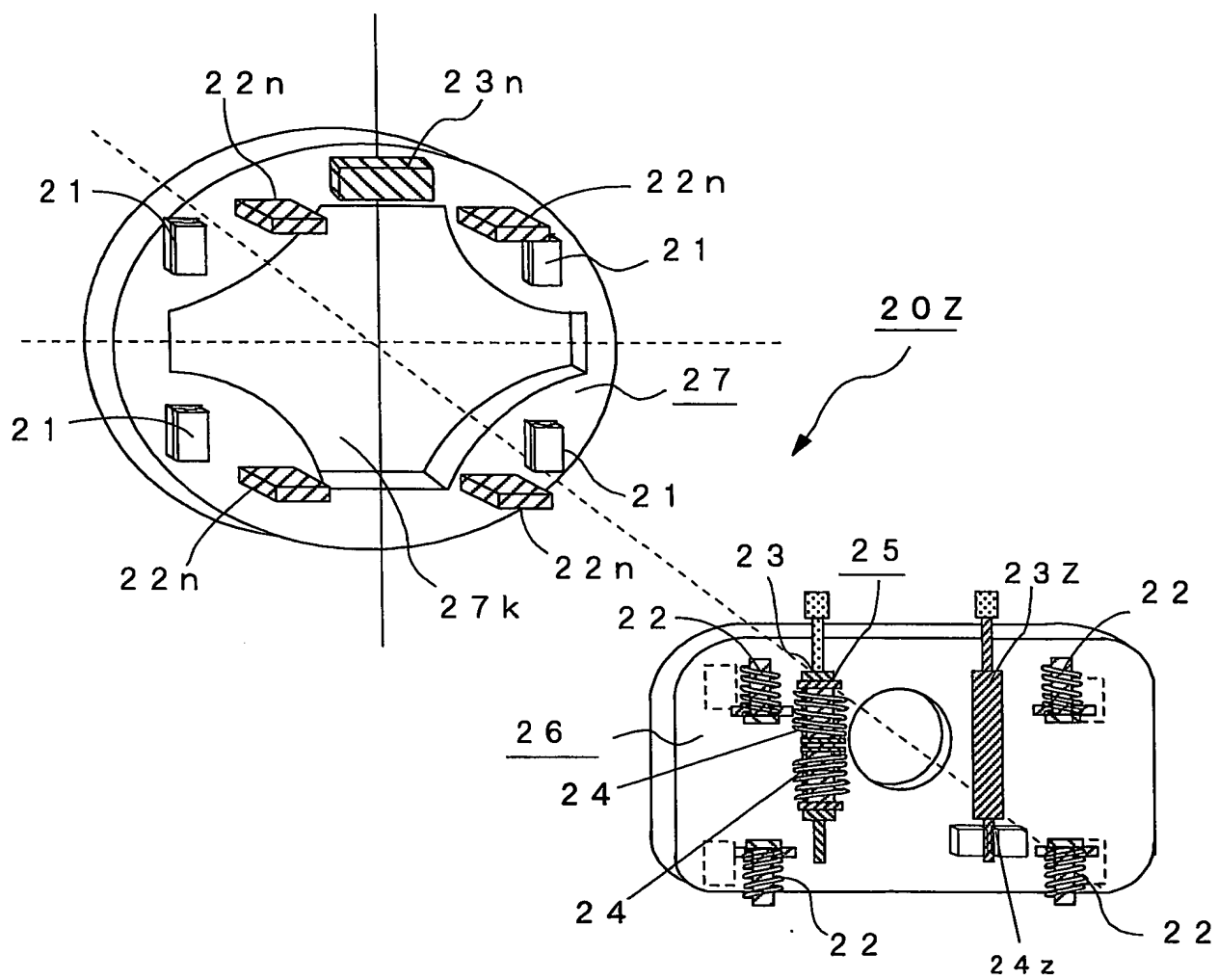
第 19 図





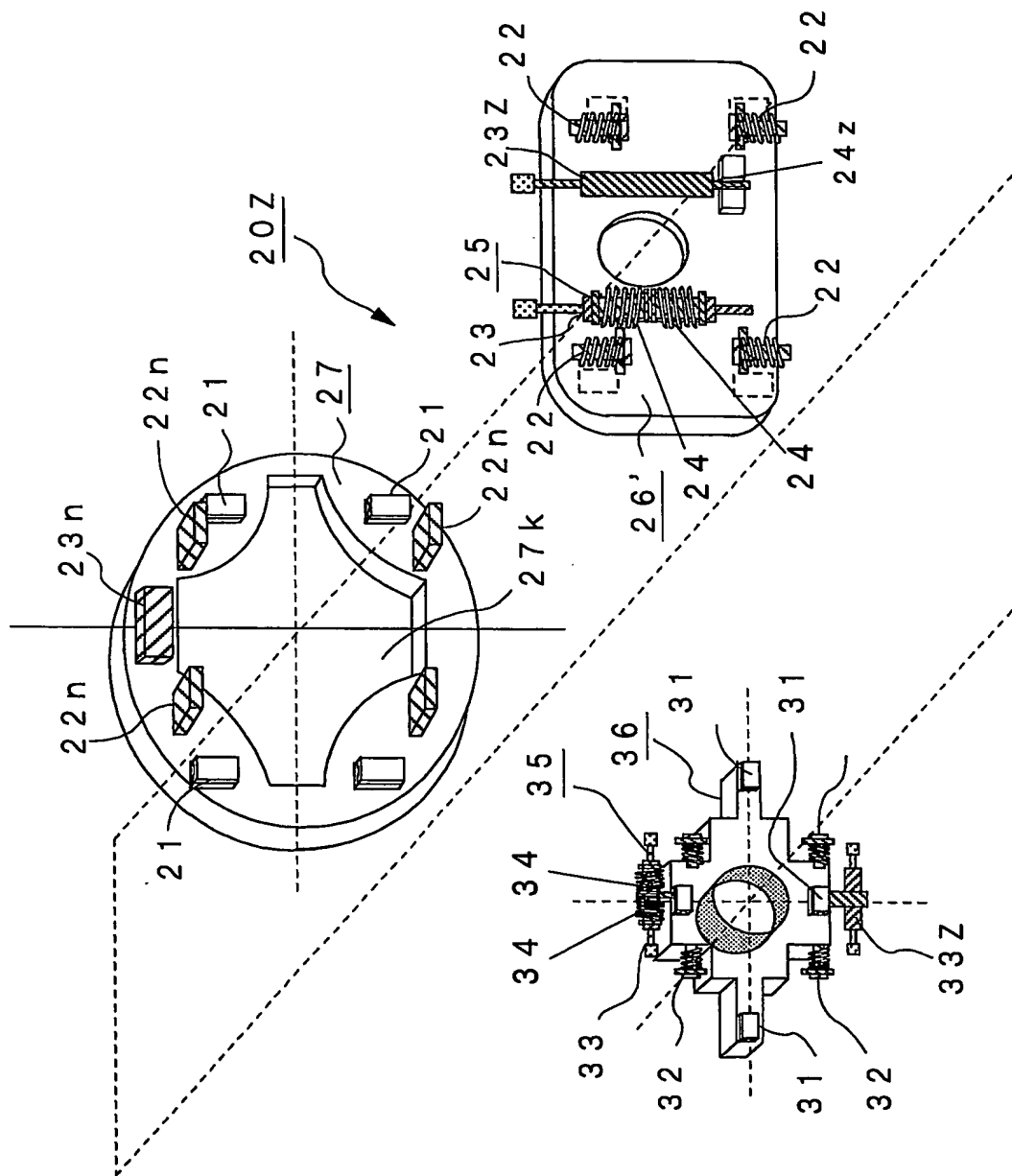
15/58

## 第20図



16/58

第21図



17 / 58

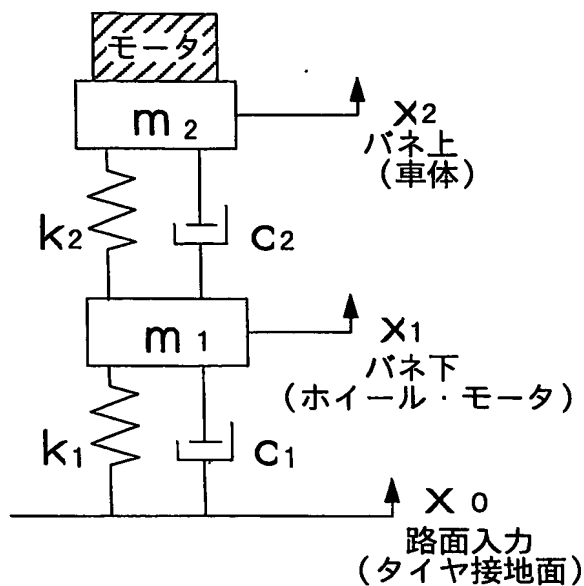
第22図

	比較例 1	比較例 2	比較例 3	実施例 1	実施例 2
m3質量(モータ質量)	—	—	モータ	モータ+シリンドラ	モータ
c3相当減衰	—	—	—	強	弱
c4相当減衰	—	—	—	弱	強
k4相当バネ	—	—	—	強	弱
m4相当質量	—	—	—	—	シリンドラ
バネ下質量m1 (kg)	40	70	45	40	40
バネ上質量m1 (kg)	370	340	340	340	340
ダイナミックダンパ(モータ) 質量m3 (kg)	—	—	30	35	30
シリンドラ質量m4 (kg)	—	—	—	—	5
タイヤ縦バネk1 (N/m)	360000	360000	360000	360000	360000
車体懸架バネk2 (N/m)	32000	32000	32000	32000	32000
モータ支持バネk3 (N/m)	—	—	41000	41000	30000
ダンパ支持バネk4 (N/m)	—	—	—	170000	120000
タイヤ減衰c1 (N/(m/s))	50	50	50	50	50
サスペンション減衰c2 (N/(m/s))	1500	1500	1500	1500	1500
ダイナミックダンパ用ダンパ①c3 (N/(m/s))	—	—	1000	1000	200
ダイナミックダンパ用ダンパ②c4 (N/(m/s))	—	—	—	500	900

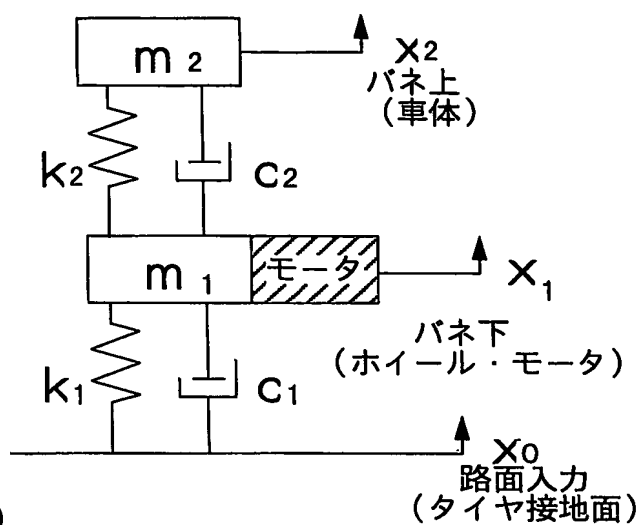
18/58

第23図

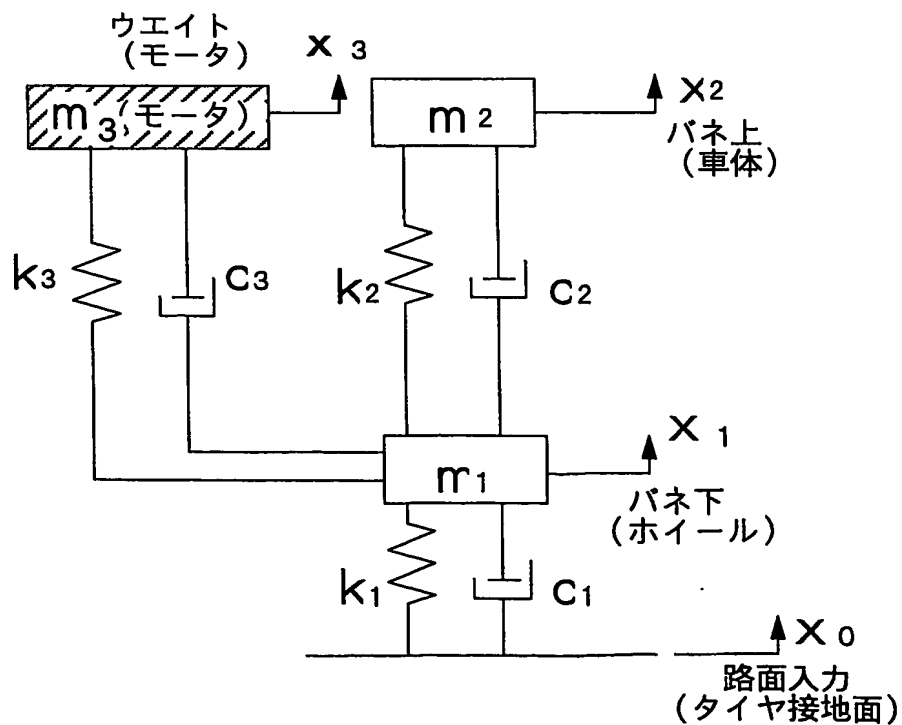
(a)



(b)

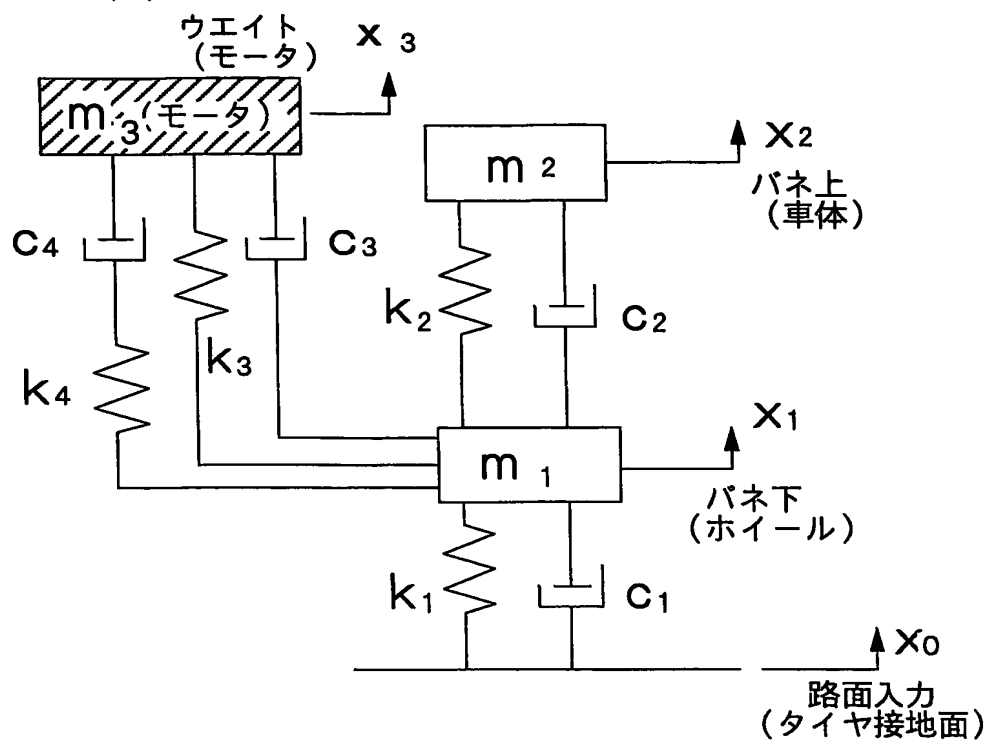


第24図

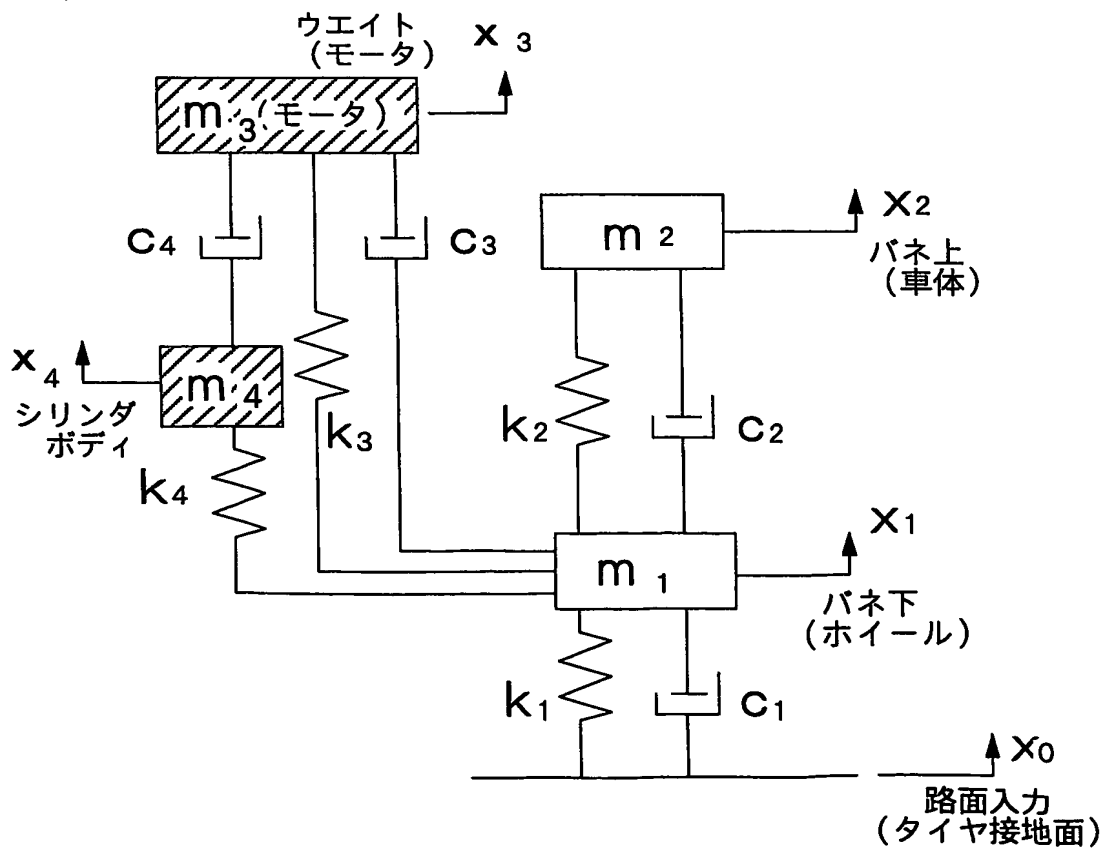


19/58

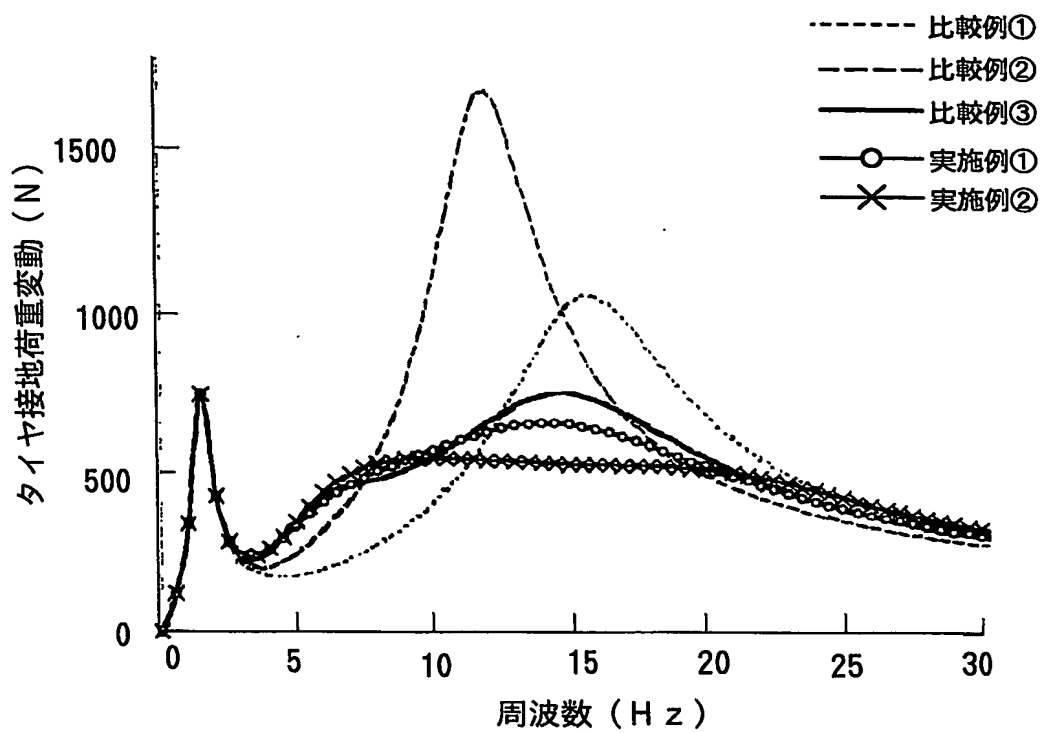
第25図



第26図

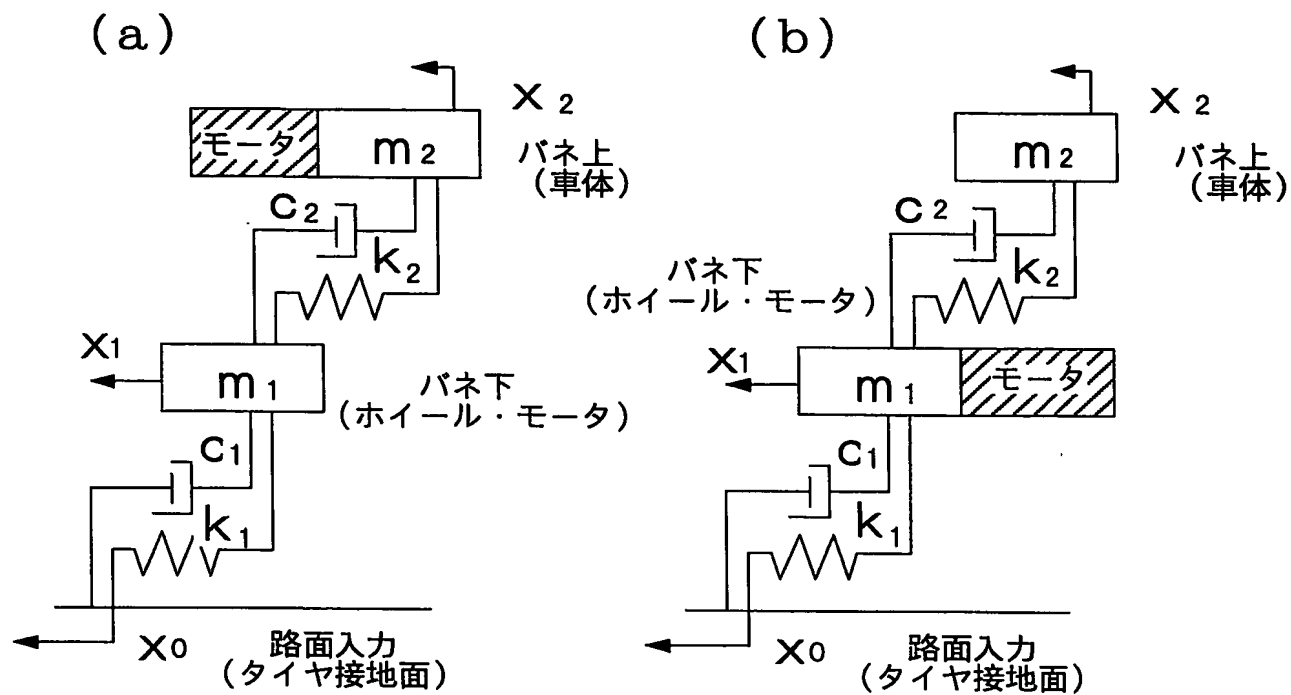


## 第27図

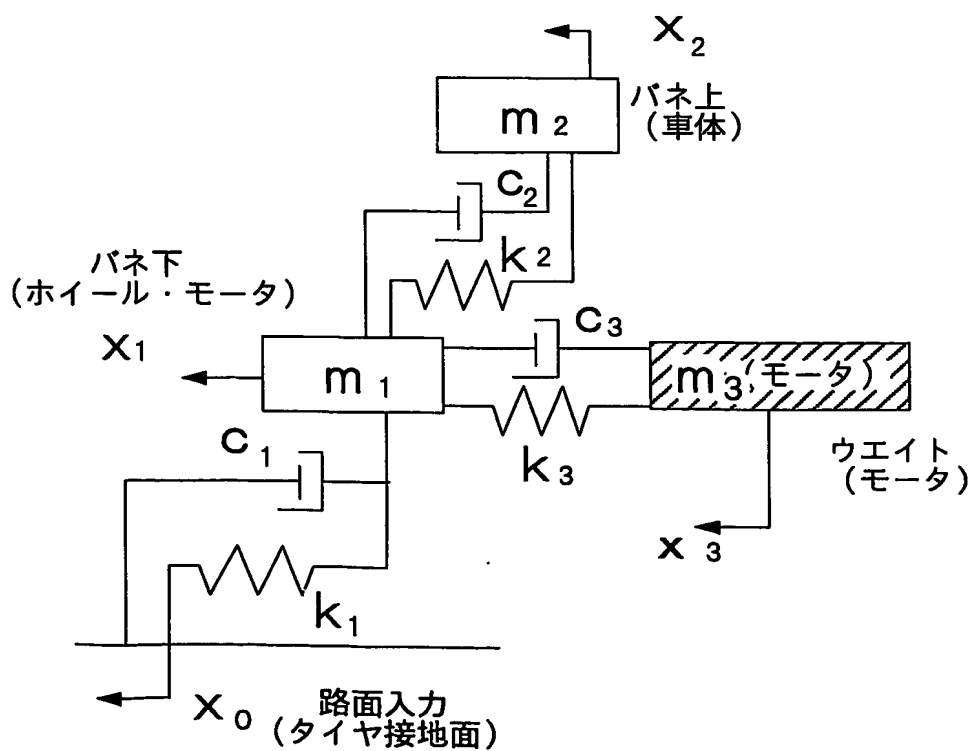


21/58

第28図

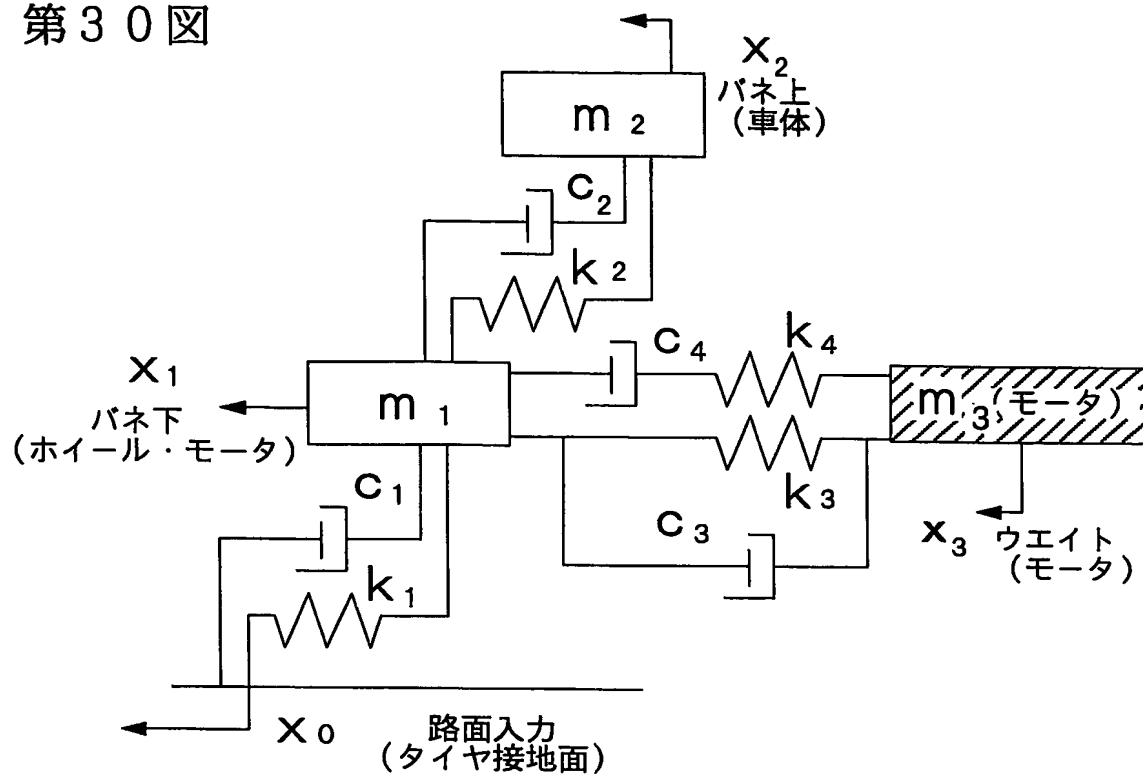


第29図

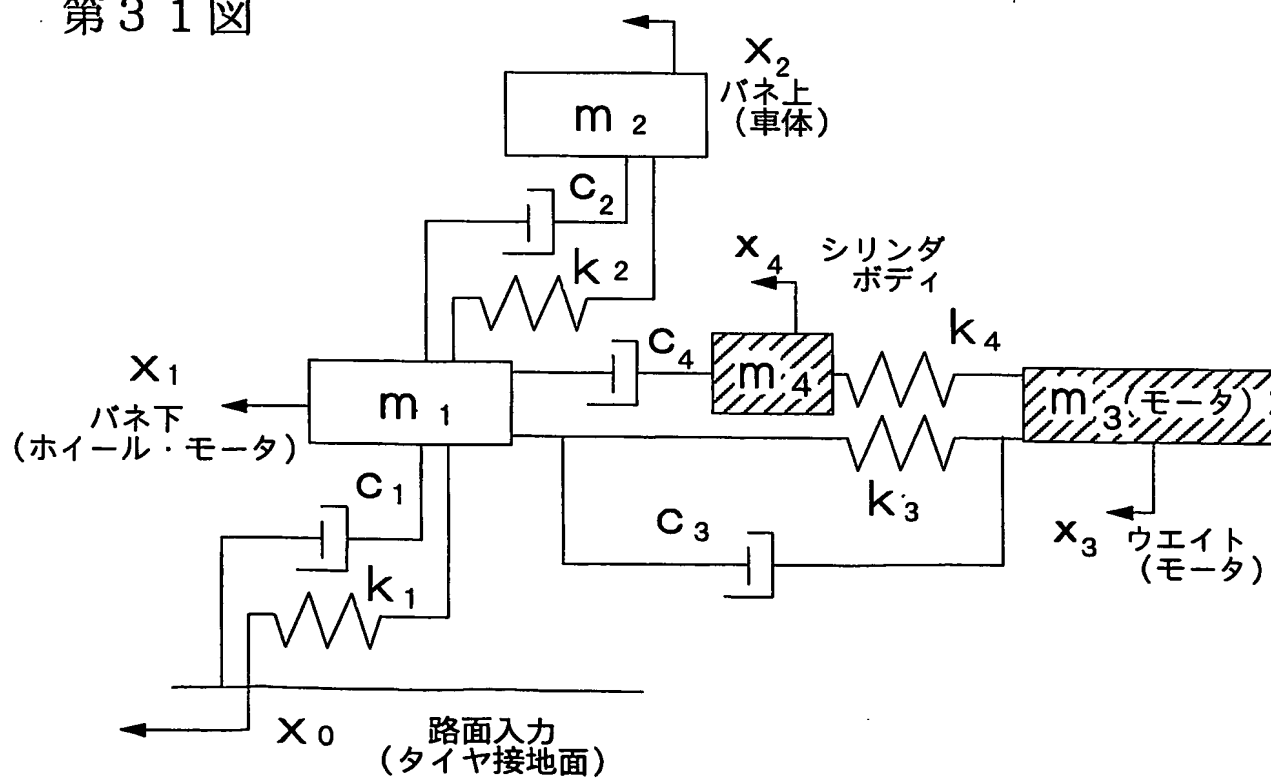


22/58

第30図



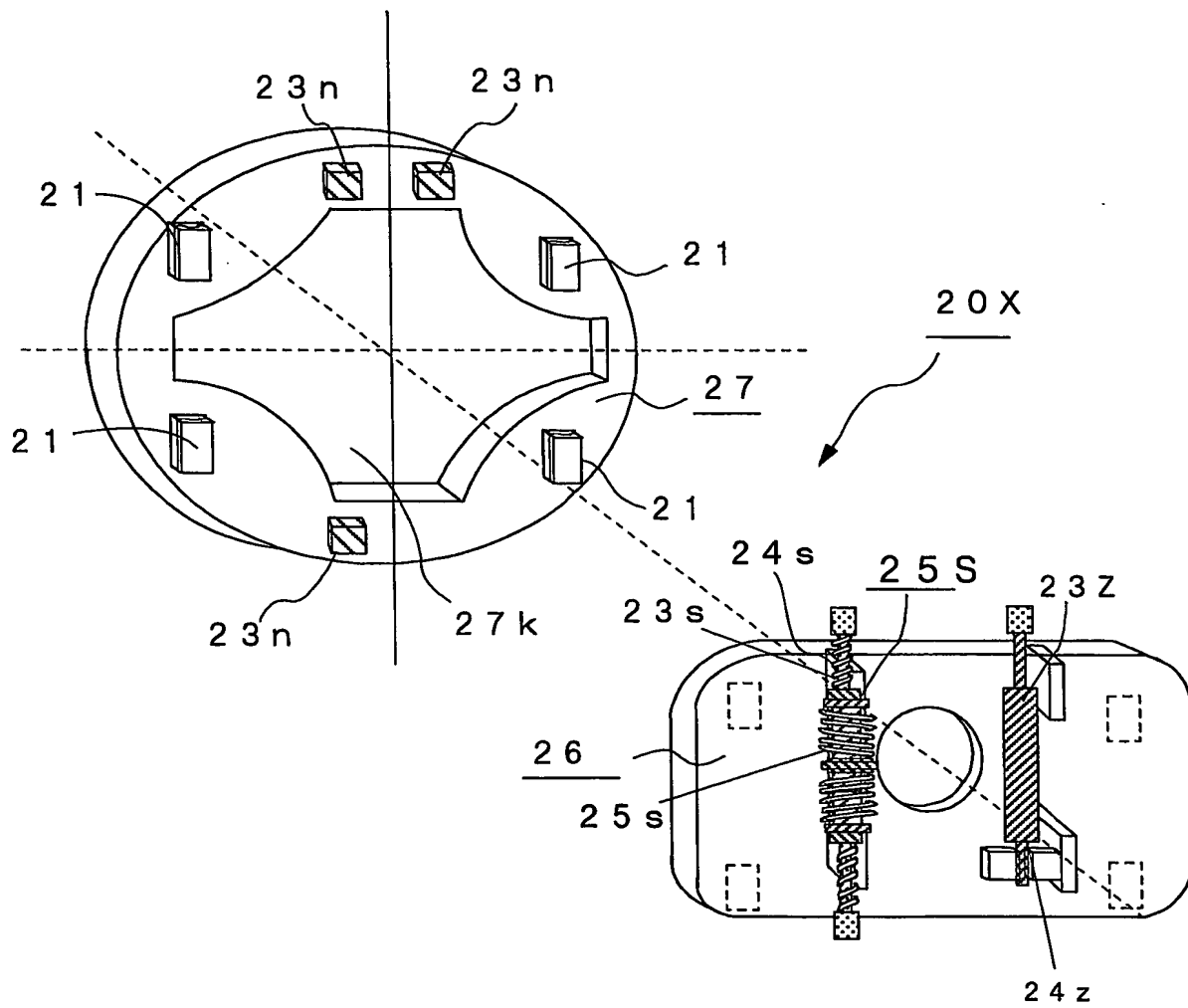
第31図





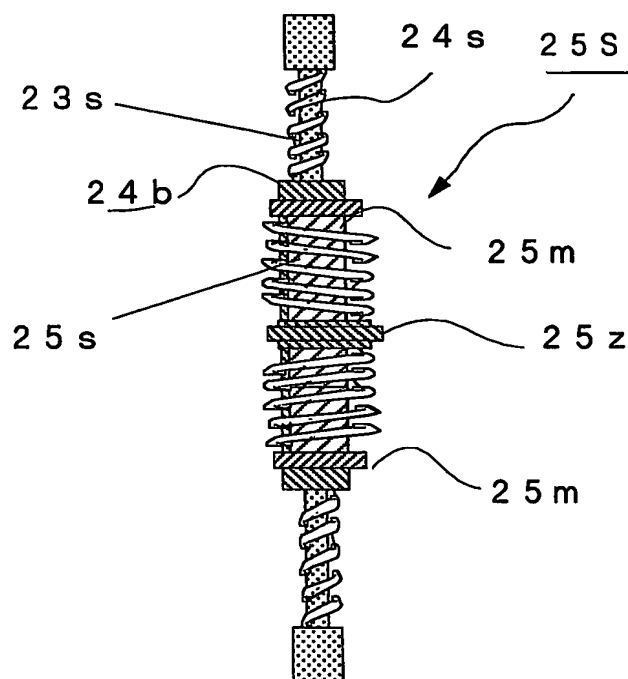
23/58

第32図



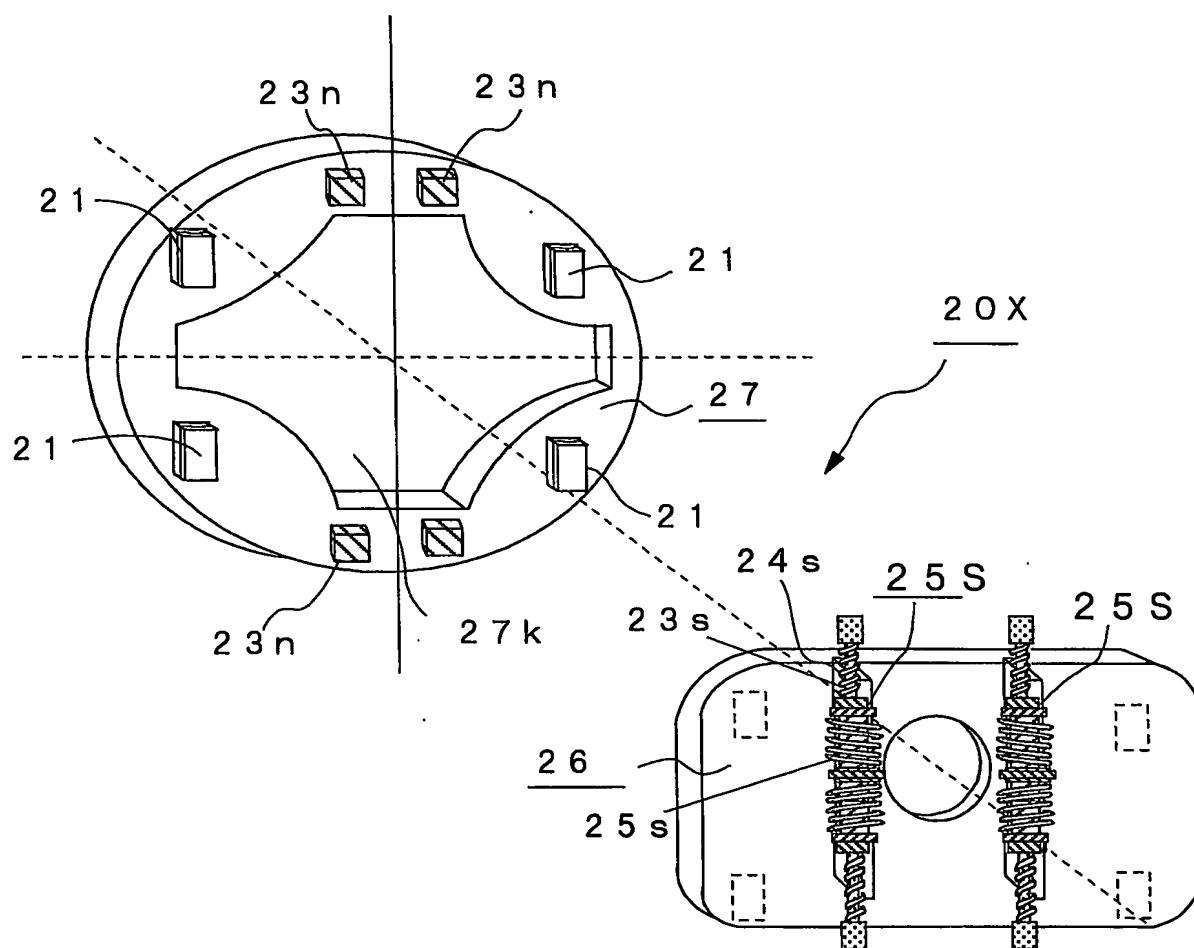
24/58

第33図



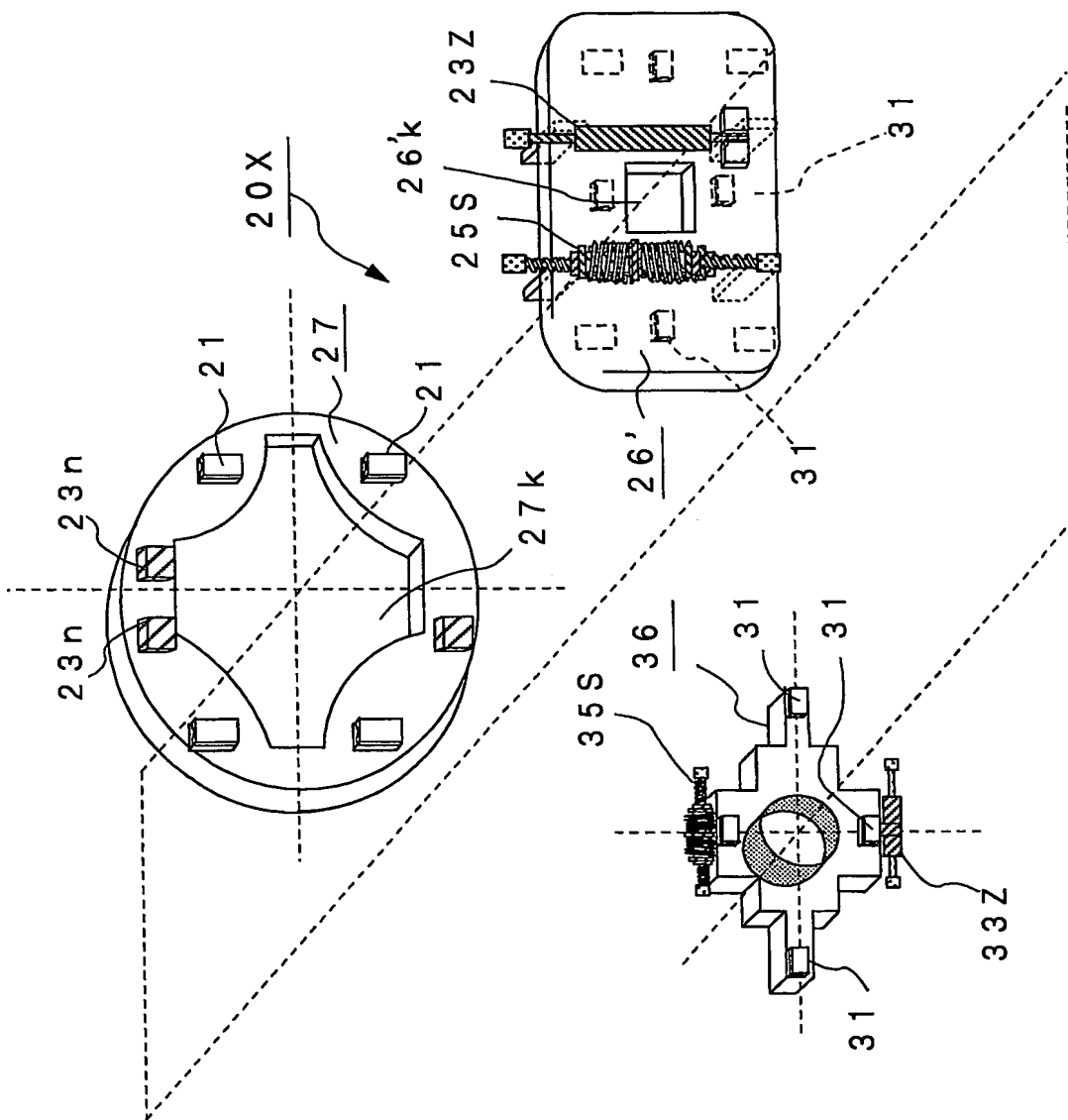
25/58

第34図



26 / 58

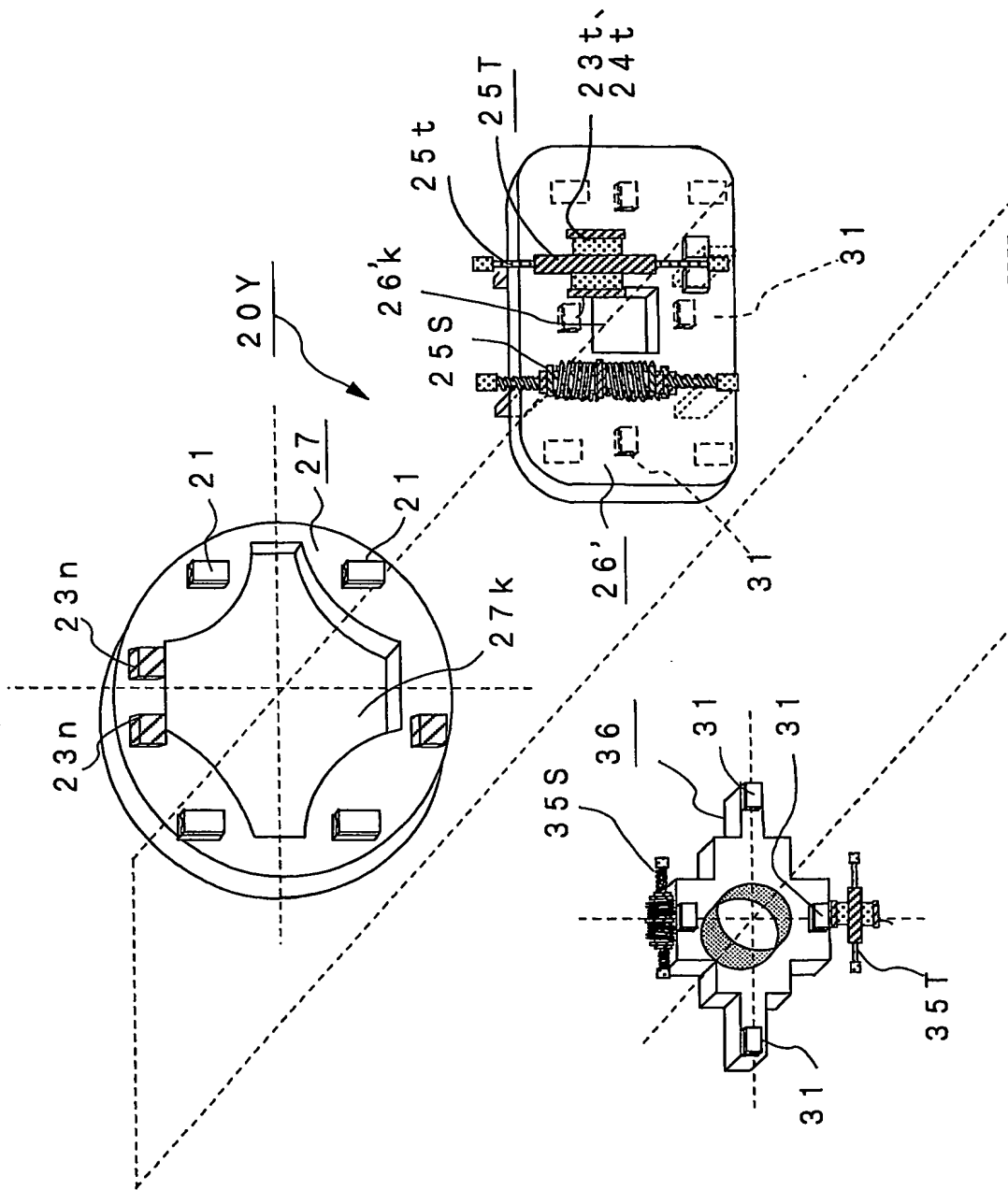
第35図





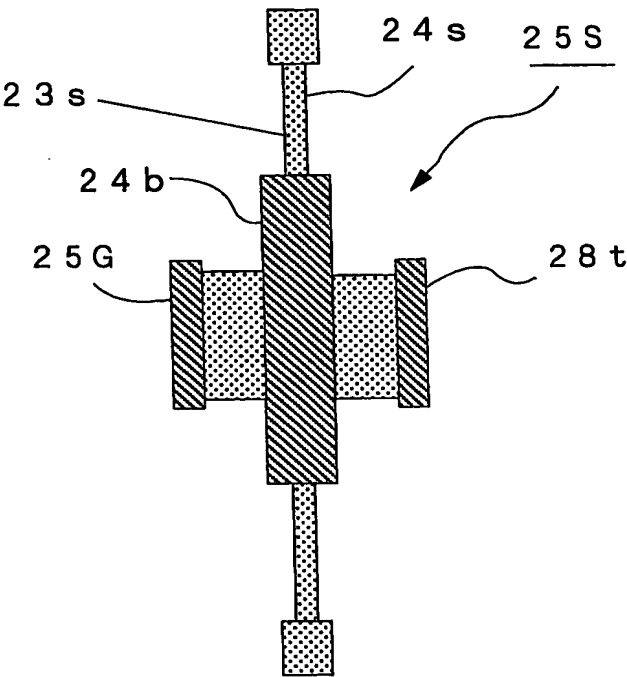
28/58

第37図



29 / 58

第 38 図



## 第39図

	比較例 1	比較例 2	比較例 3	実施例 1	実施例 2	実施例 3	実施例 4
形式	車載型	IWM	DD-IWM	DD-IWM	DD-IWM	DD-IWM	DD-IWM
モータの支持方法	—	—	k3,c3	k3,D1	k3,D1 m5にシリンダ*	k3,D2	k3,D2 m4,m5にシリンダ*
m1 (kg)	40	70	40	40	40	40	40
m2 (kg)	350	300	300	300	300	300	300
m3 (kg)	—	—	32	32	30	32	30
m4 (kg)	—	—	—	—	—	—	1
m5 (kg)	—	—	—	—	2	—	1
k1 (N/m)	360000	360000	360000	360000	360000	360000	360000
k2 (N/m)	32000	32000	32000	32000	32000	32000	32000
k3 (N/m)	—	—	39200	140000	210000	90000	120000
k4 (N/m)	—	—	—	—	—	120000	90000
k5 (N/m)	—	—	—	40000	40000	40000	40000
c1 (N/(m/s))	50	50	50	50	50	50	50
c2 (N/(m/s))	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
c3 (N/(m/s))	—	—	1000	300	—	700	500
c4 (N/(m/s))	—	—	—	—	—	50	50
c5 (N/(m/s))	—	—	—	1500	1700	1500	1500

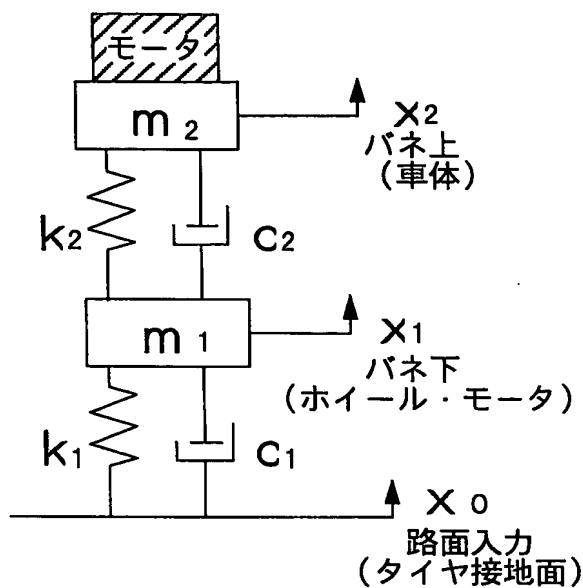
D1 ; 複合連結ダンパ、D2 ; 第2の複合連結ダンパ



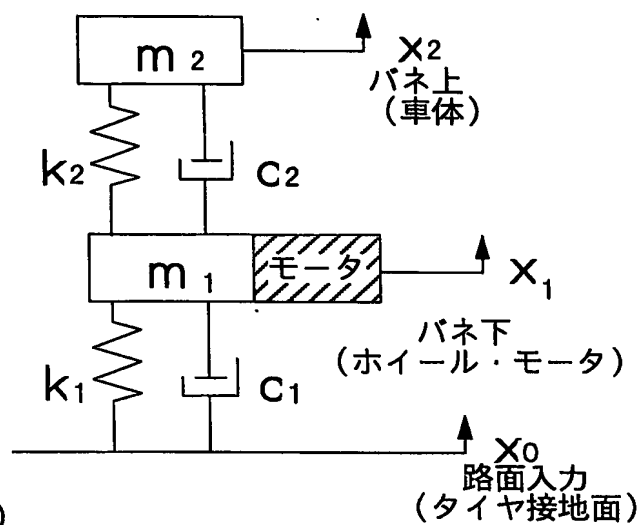
31/58

第40図

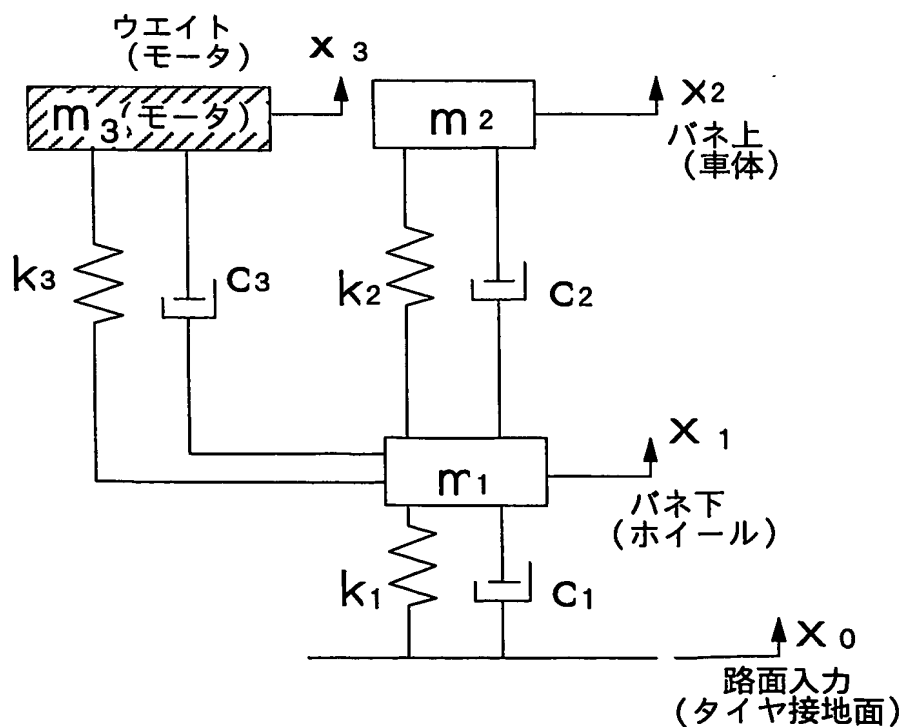
(a)



(b)

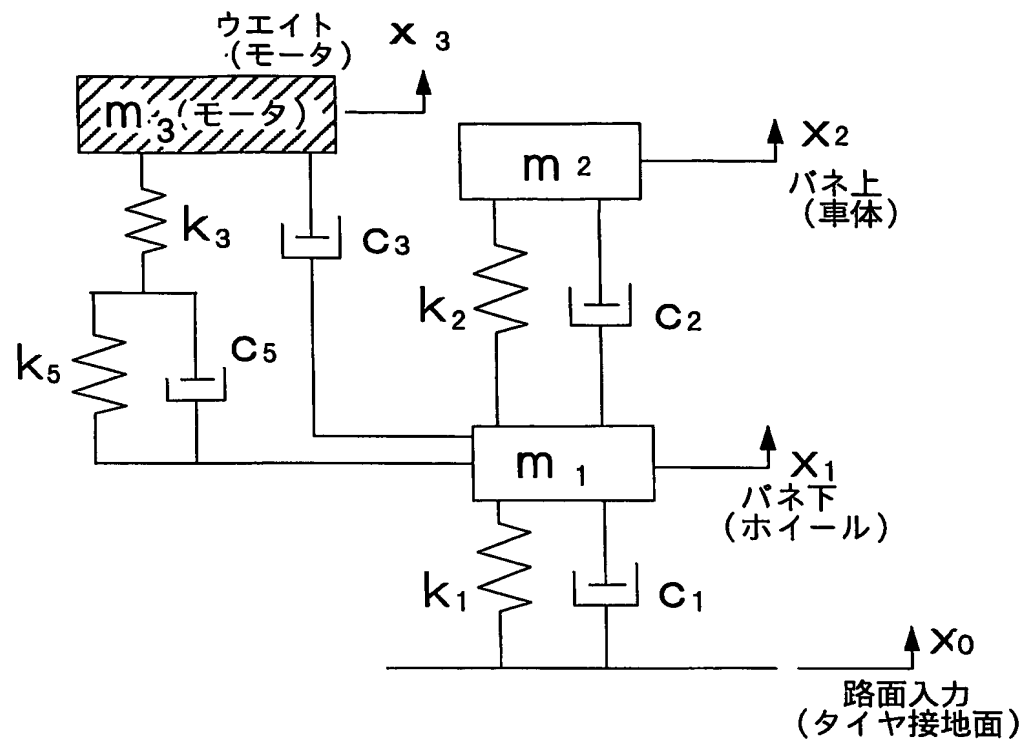


第41図

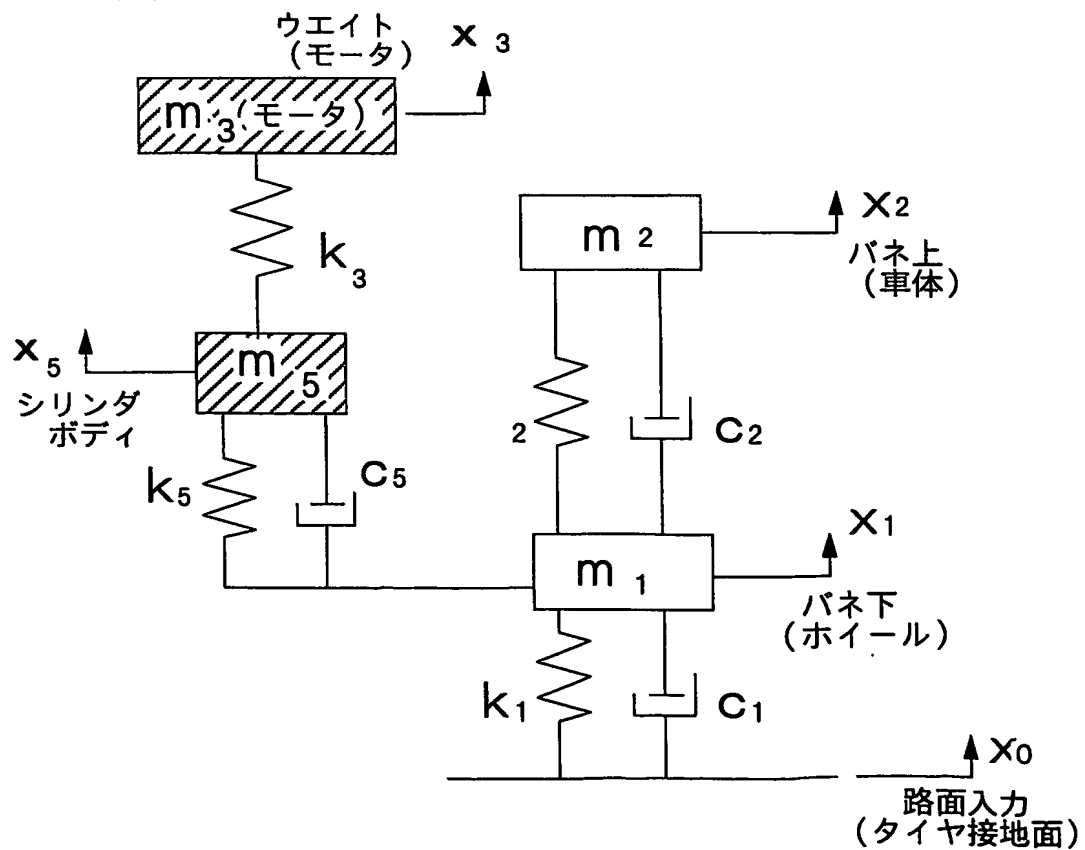


32/58

第42図

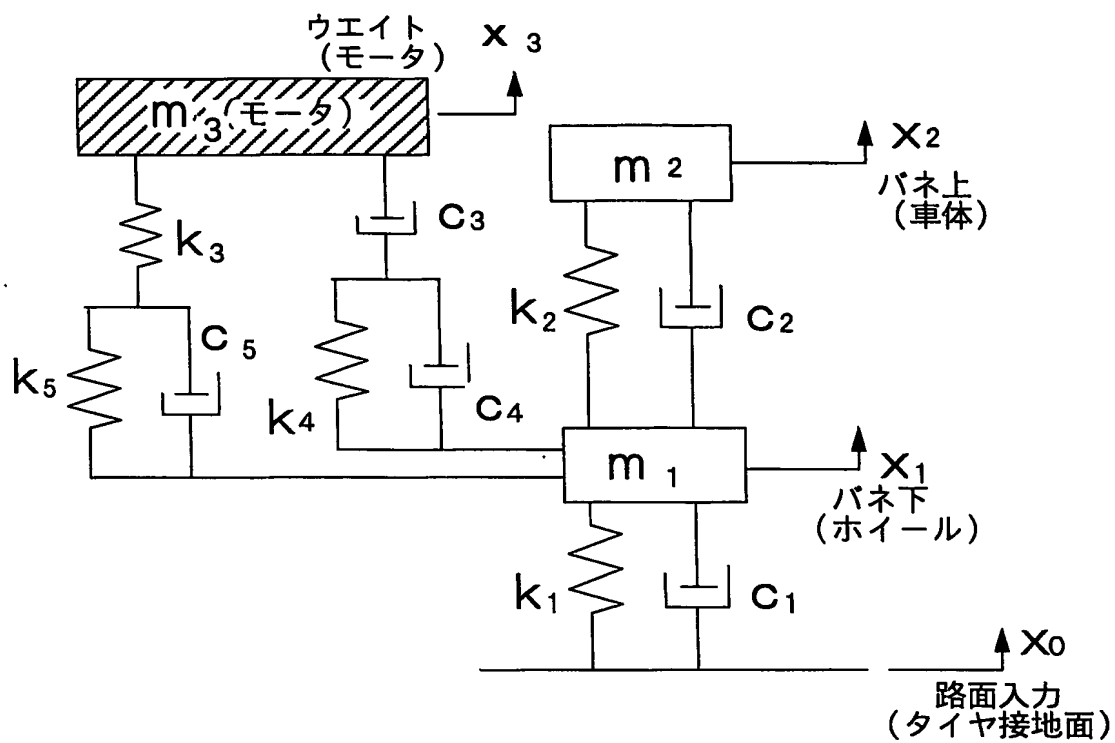


第43図

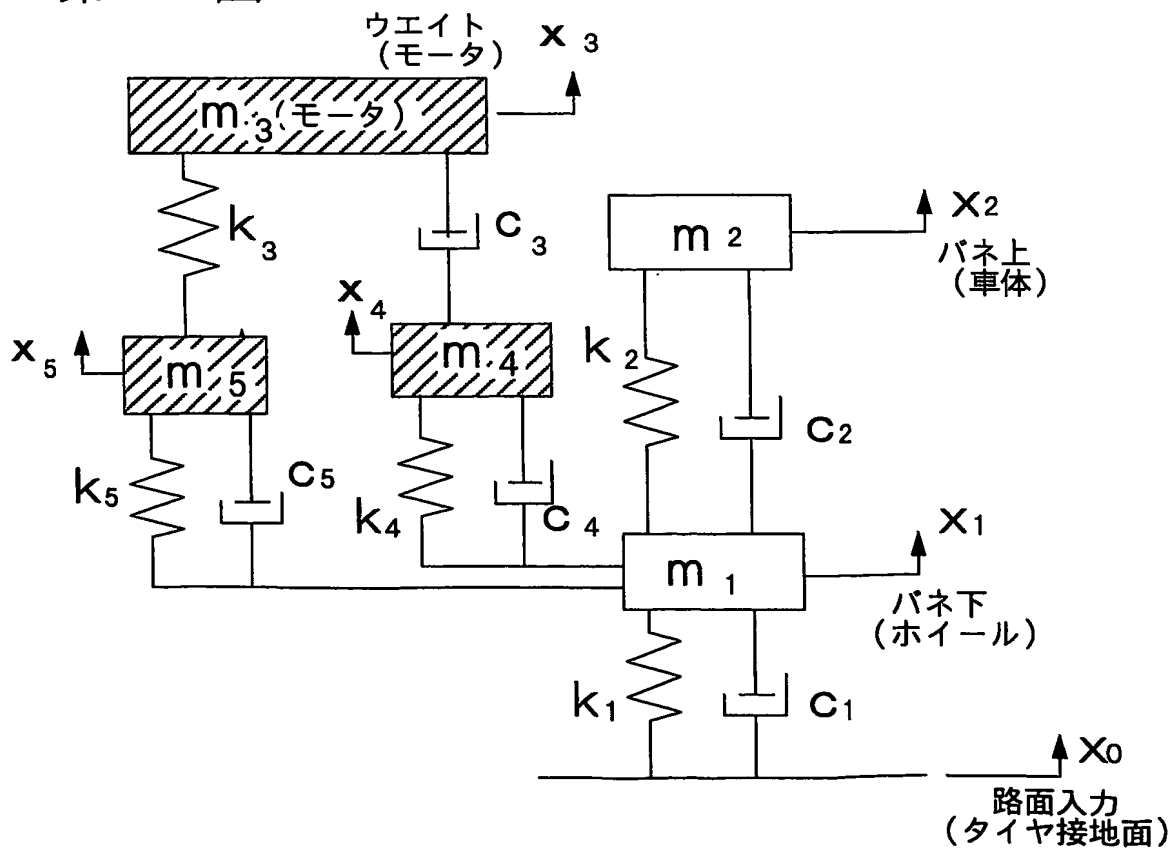


33/58

第44図

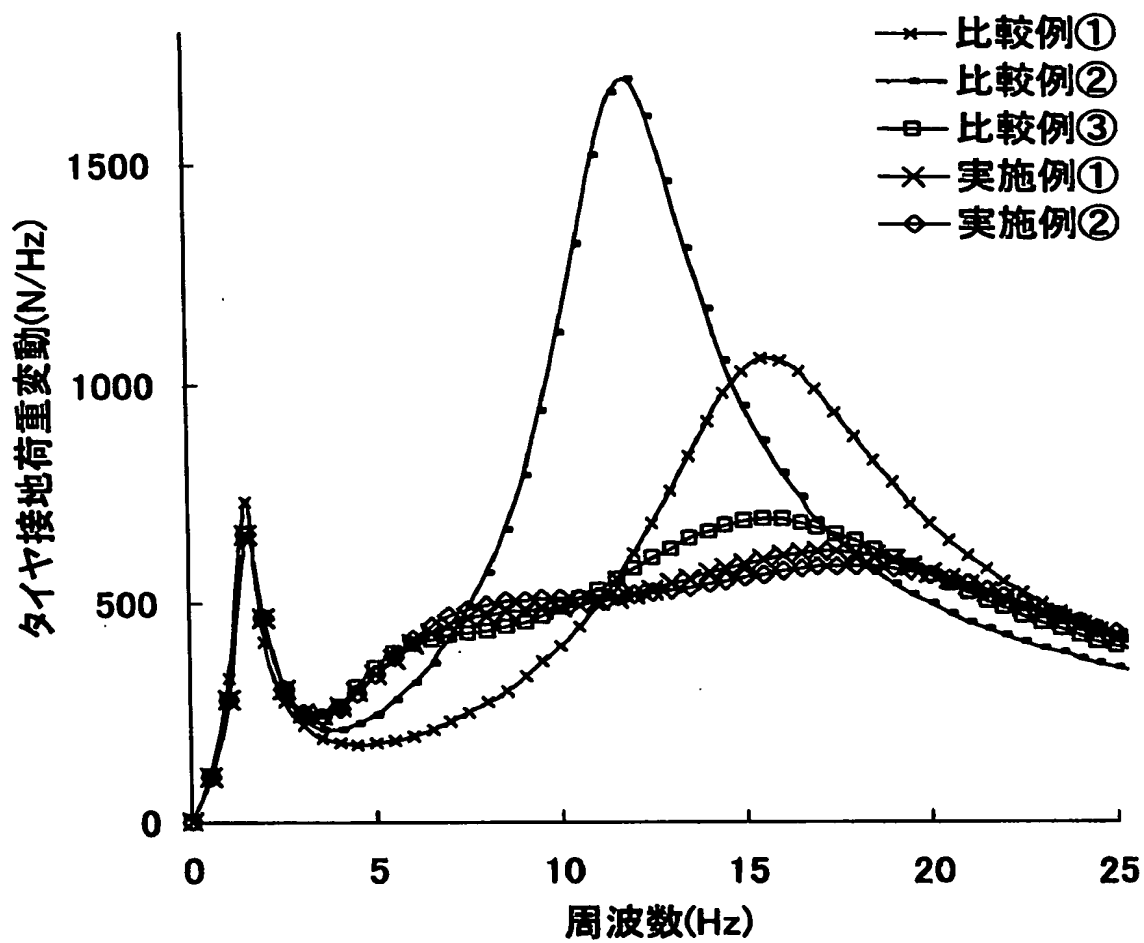


第45図



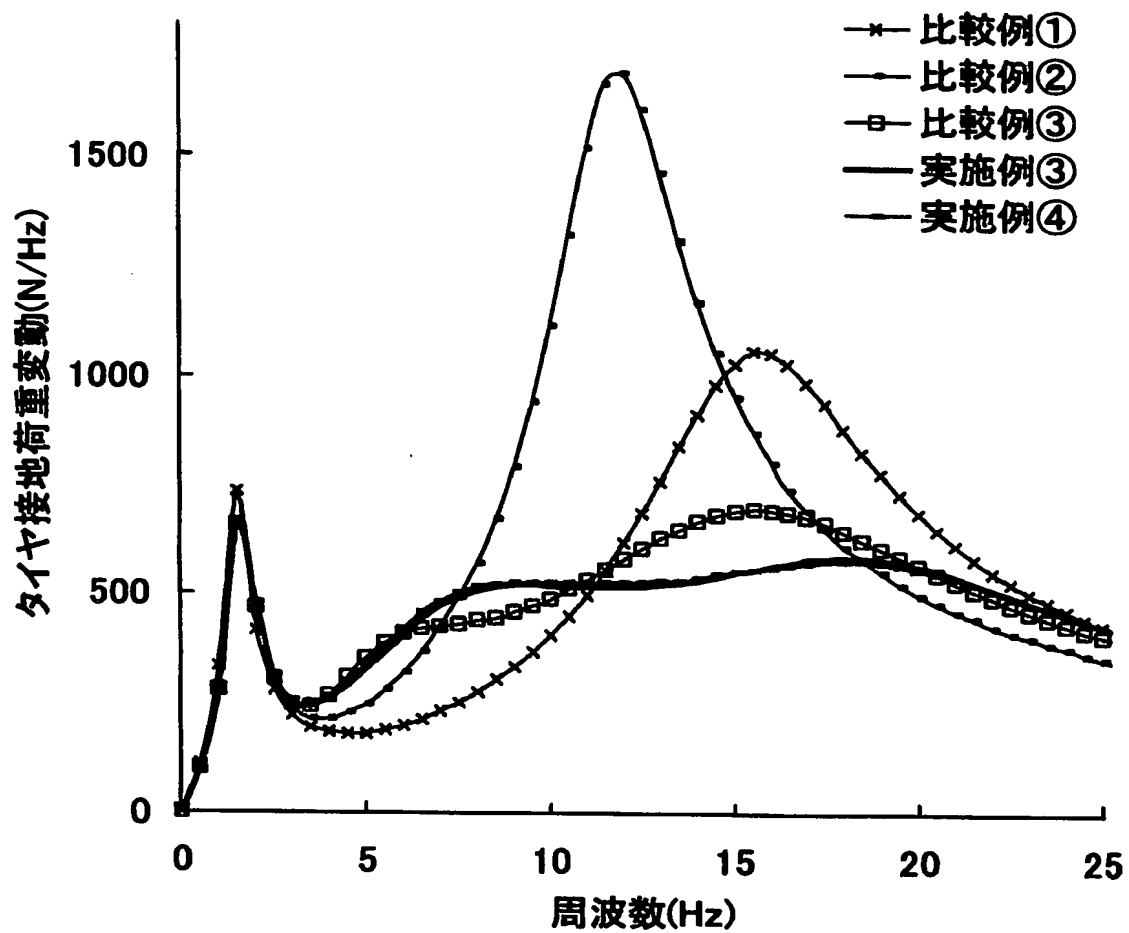
34/58

第46図



35/58

第47図



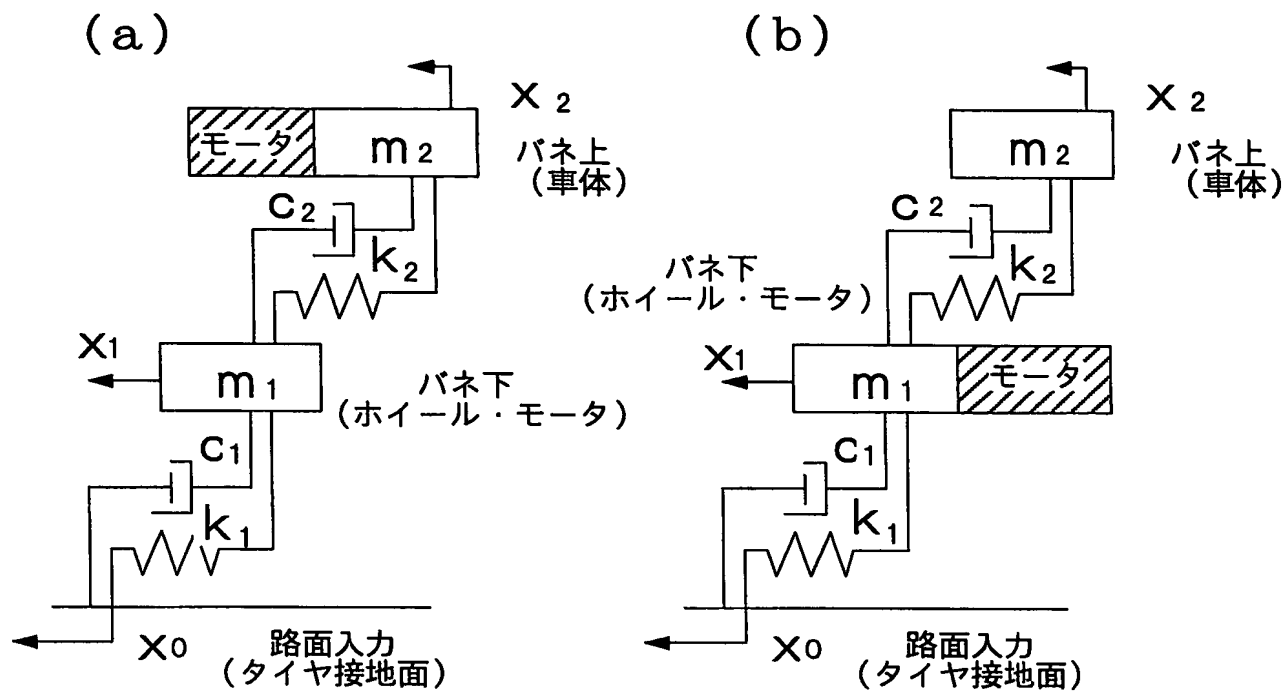
## 第48図

形式	比較例 1	比較例 2	比較例 3	実施例 1	実施例 2	実施例 3	実施例 4
車載型	車載型	IWM	DD-IWM	DD-IWM	DD-IWM	DD-IWM	DD-IWM
モータの支持方法	—	—	k3,c3	k3,D1	k3,D1 m5にシリンダ*	k3,D2	k3,D2 m4,m5にシリンダ*
m1 (kg)	40	70	40	40	40	40	40
m2 (kg)	350	300	300	300	300	300	300
m3 (kg)	—	—	32	32	30	32	30
m4 (kg)	—	—	—	—	—	—	1
m5 (kg)	—	—	—	—	2	—	1
k1 (N/m)	670000	670000	670000	670000	670000	670000	670000
k2 (N/m)	100000	100000	100000	100000	100000	100000	100000
k3 (N/m)	—	—	60000	140000	450000	400000	400000
k4 (N/m)	—	—	—	—	—	60000	60000
k5 (N/m)	—	—	—	100000	60000	40000	40000
c1 (N/(m/s))	50	50	50	50	50	50	50
c2 (N/(m/s))	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
c3 (N/(m/s))	—	—	1100	1200	—	1200	1200
c4 (N/(m/s))	—	—	—	—	—	50	50
c5 (N/(m/s))	—	—	—	2000	2200	1700	1700

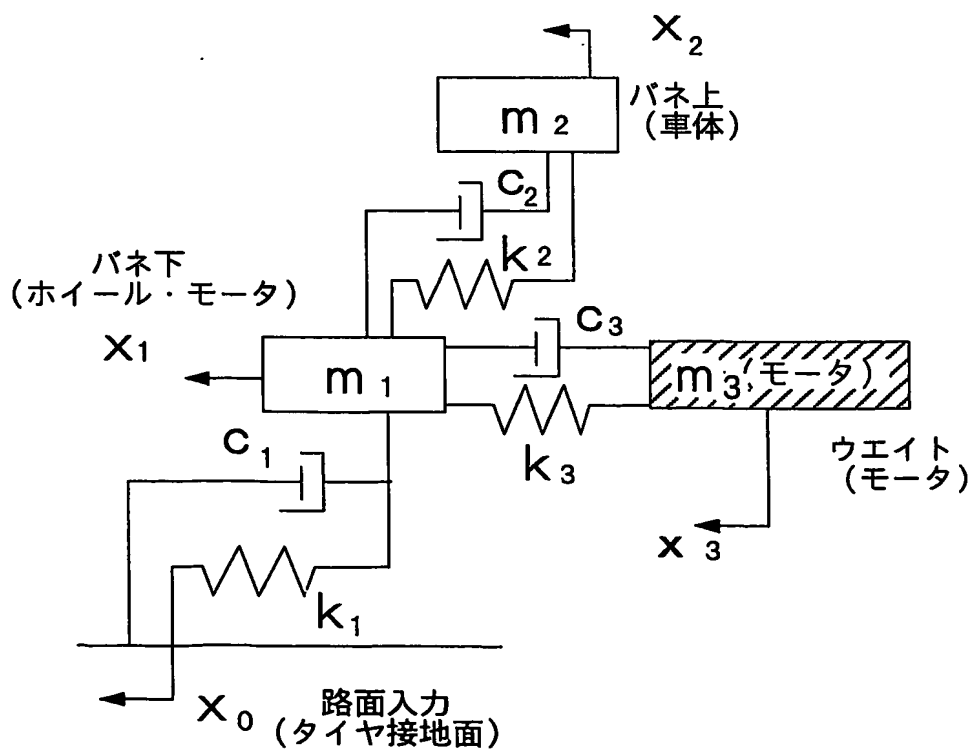
D1 ; 複合連結ダンパ、D2 ; 第2の複合連結ダンパ

37/58

第49図

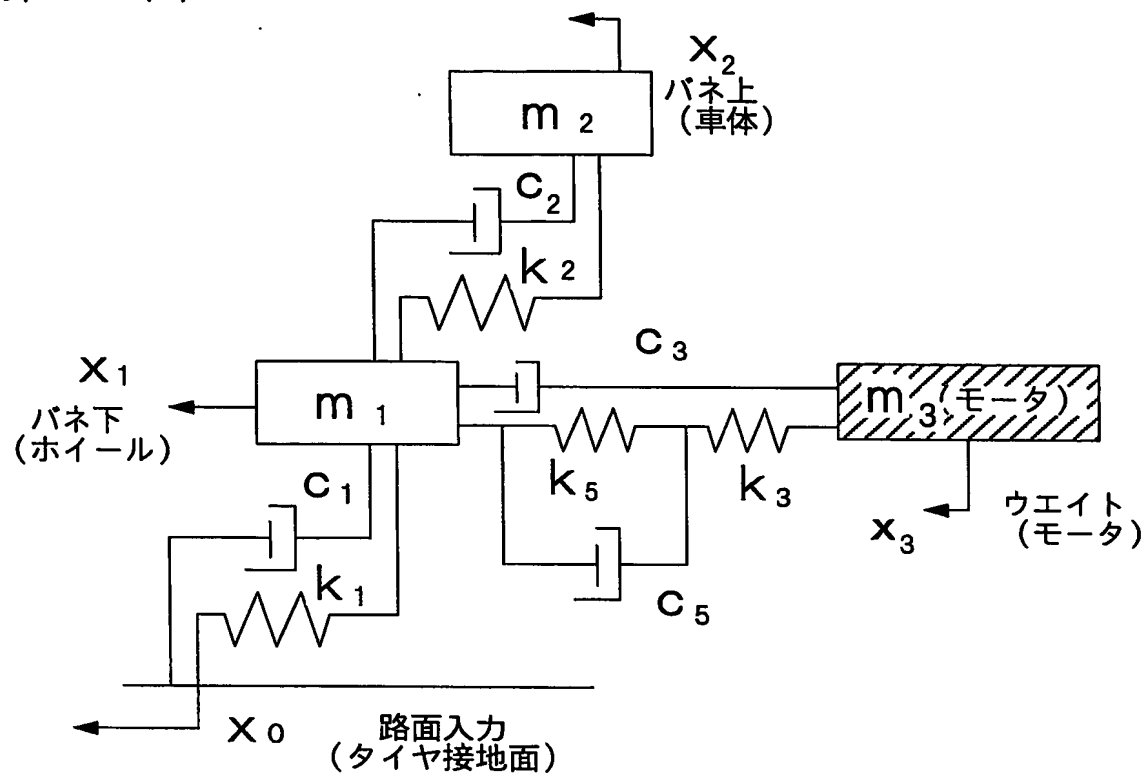


第50図

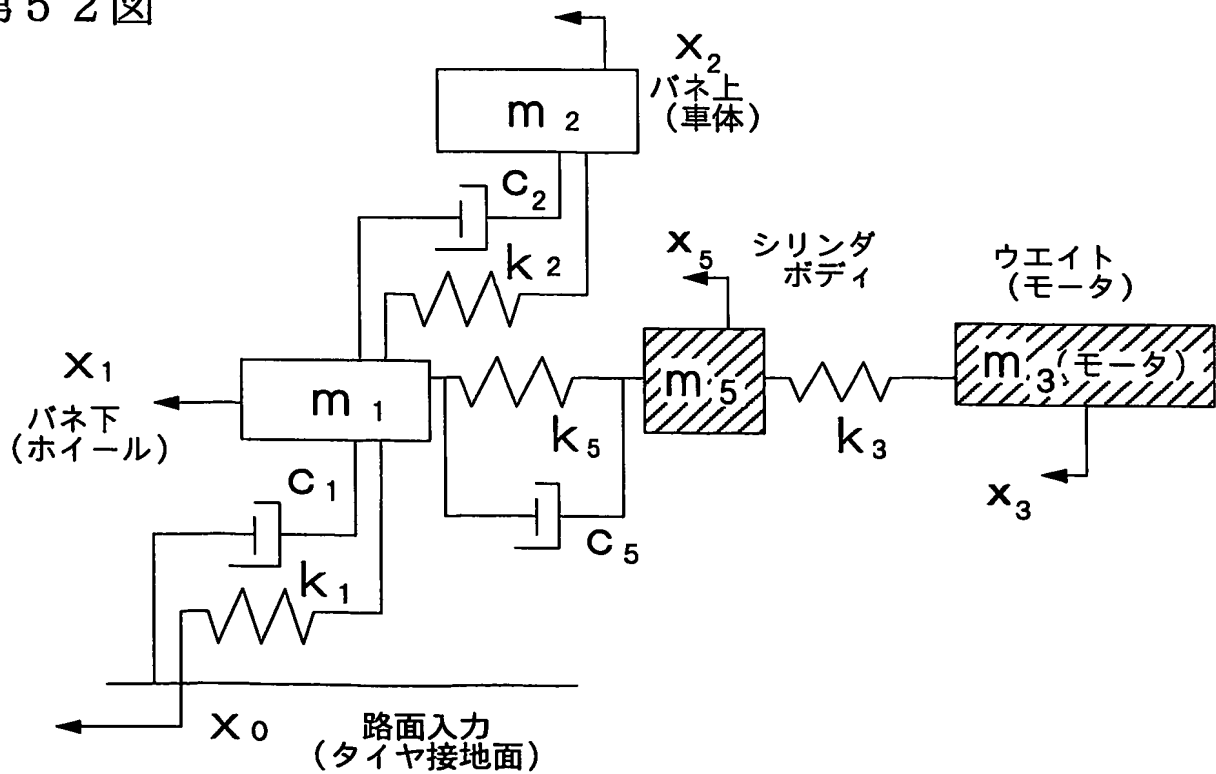


38/58

第51図



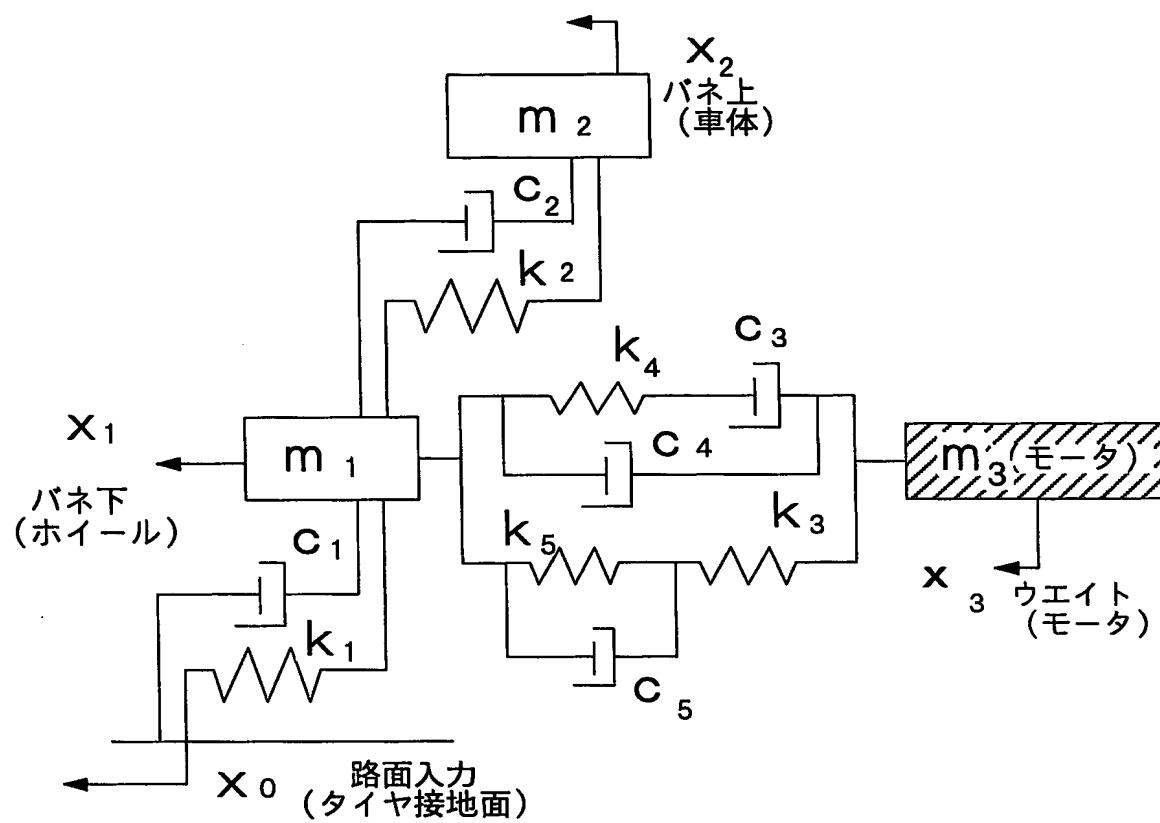
第52図





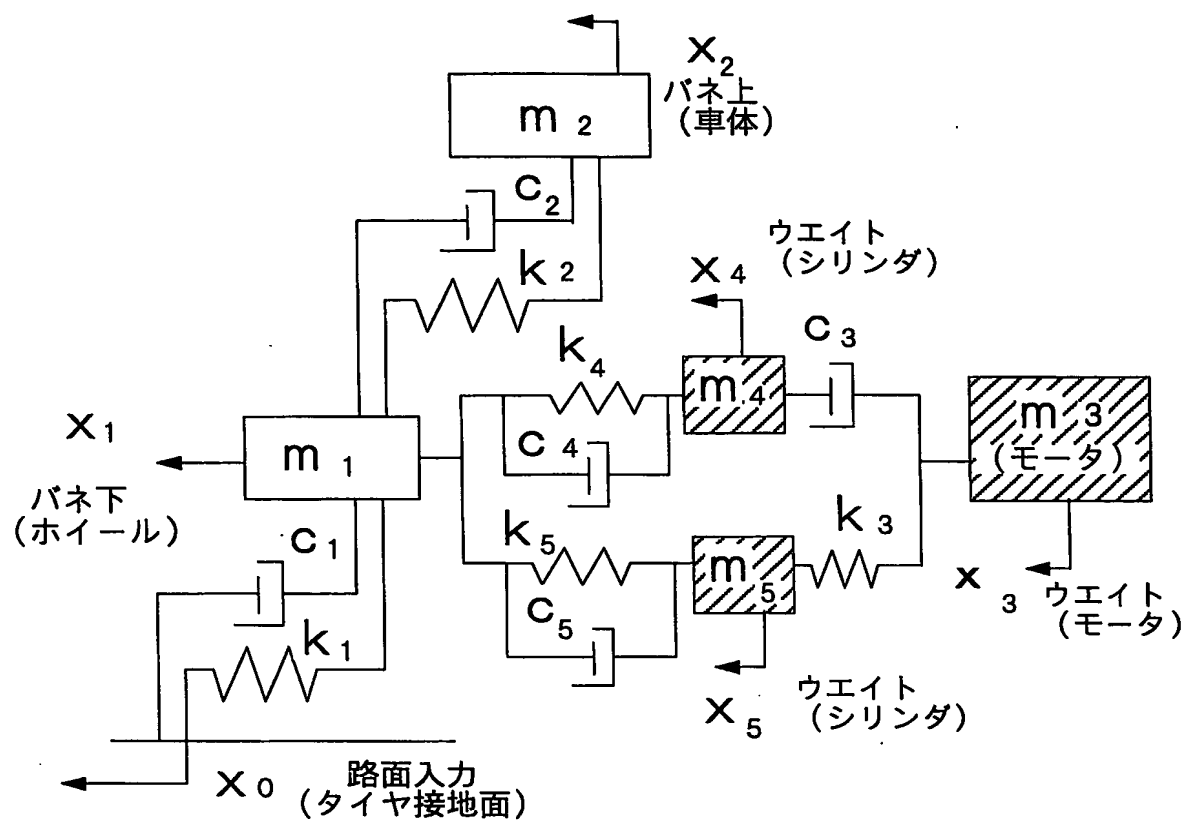
39 / 58

第53図



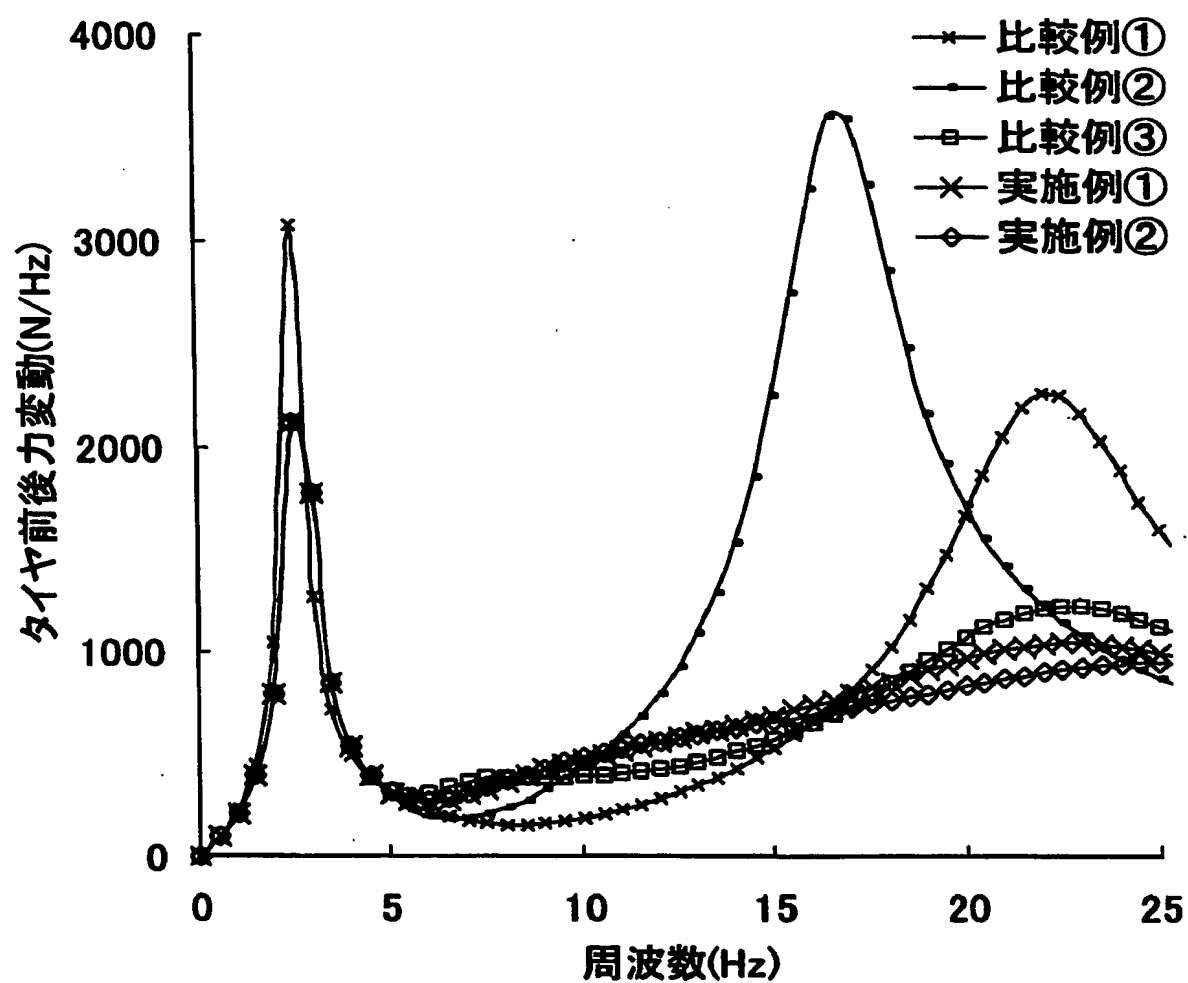
40/58

第54図



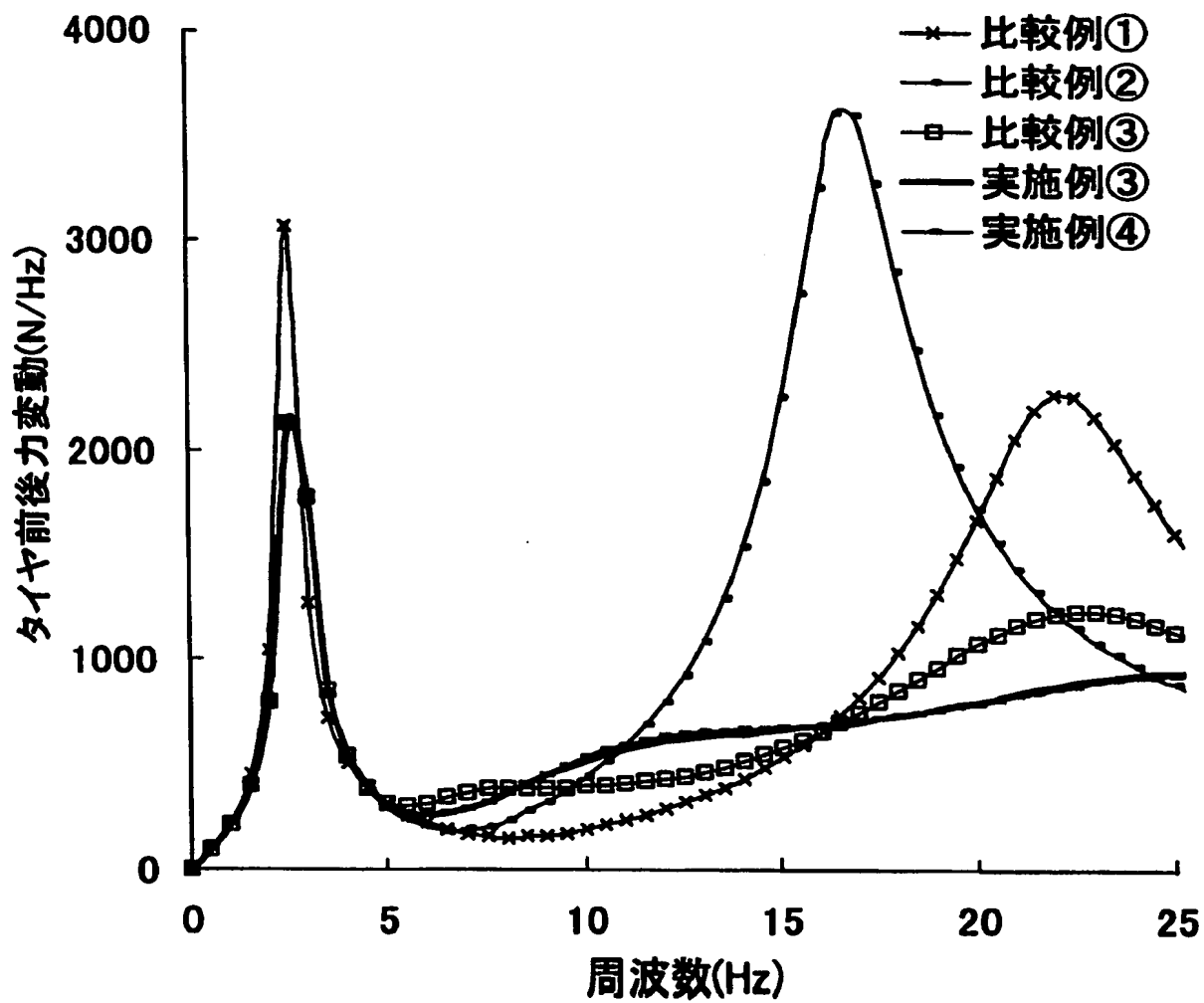
41/58

第55図



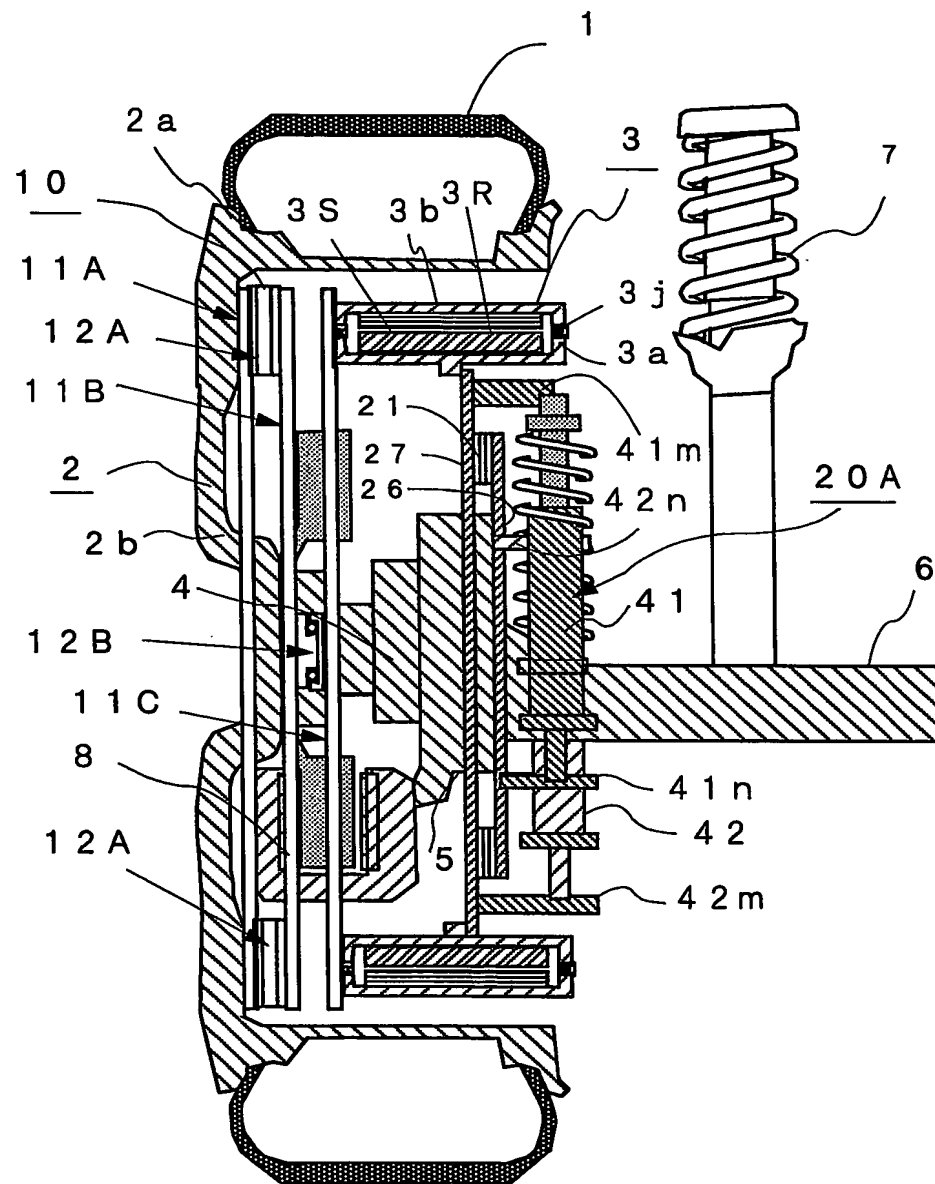
42/58

第56図



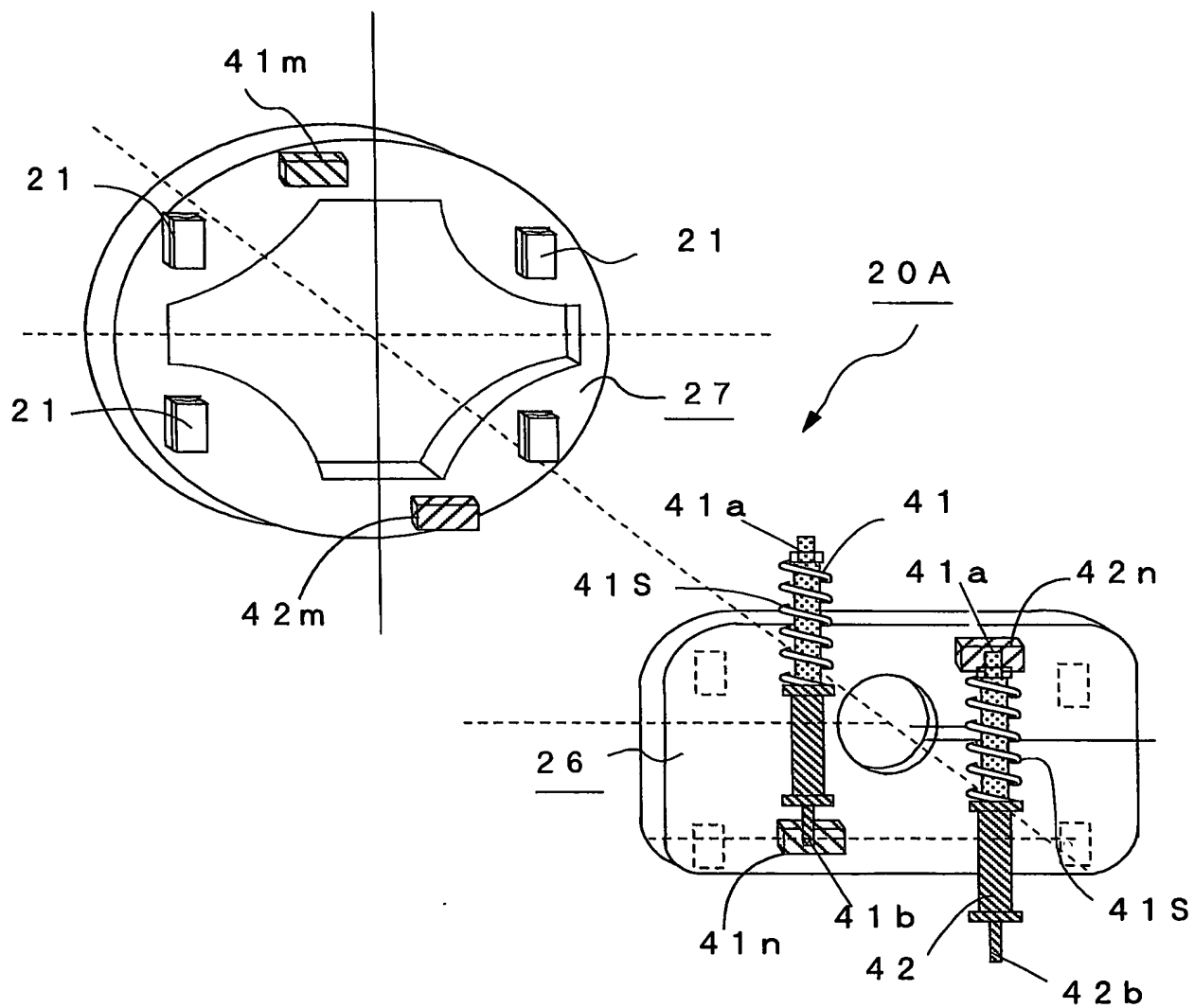
43/58

第57図



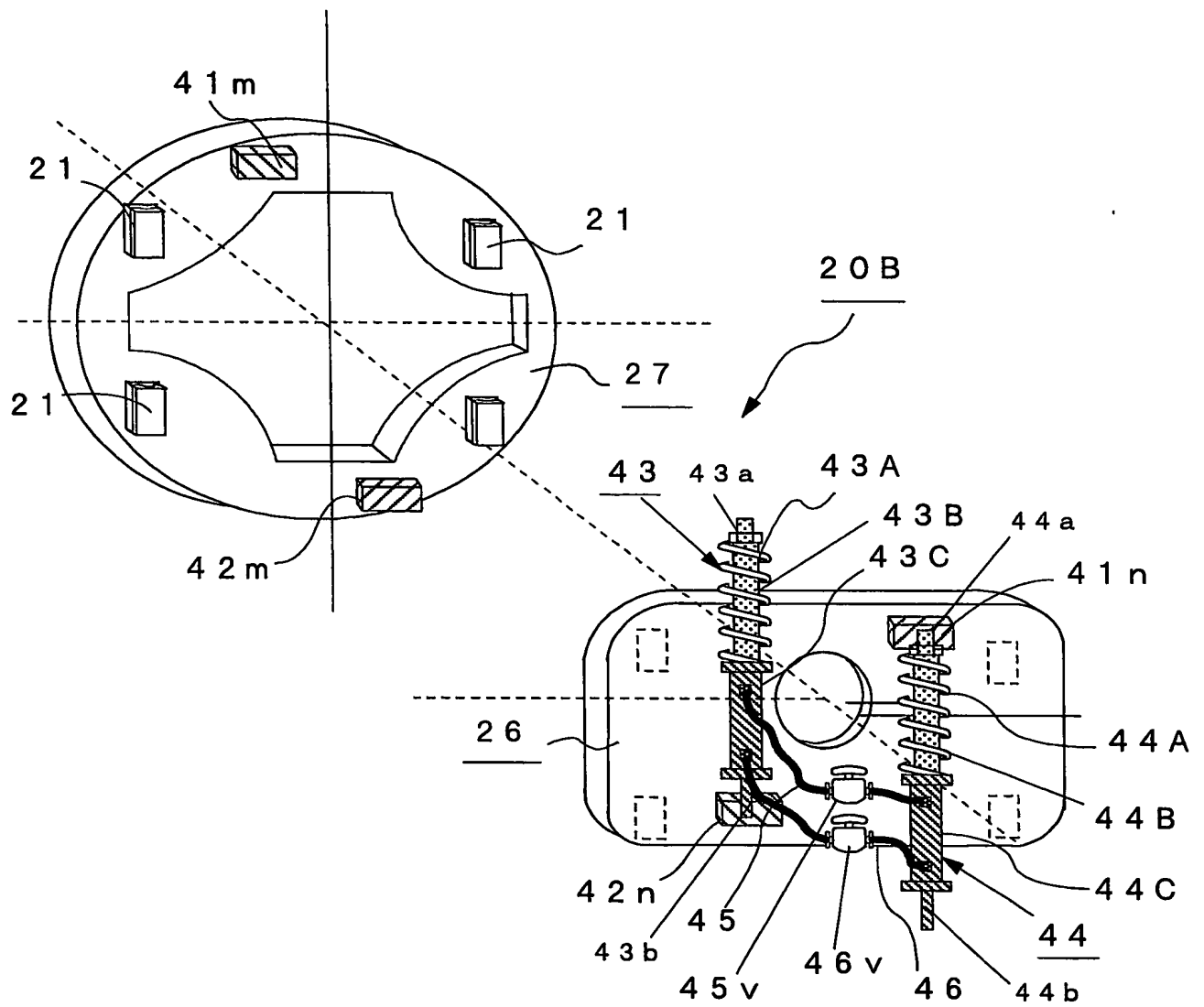
44/58

第58図



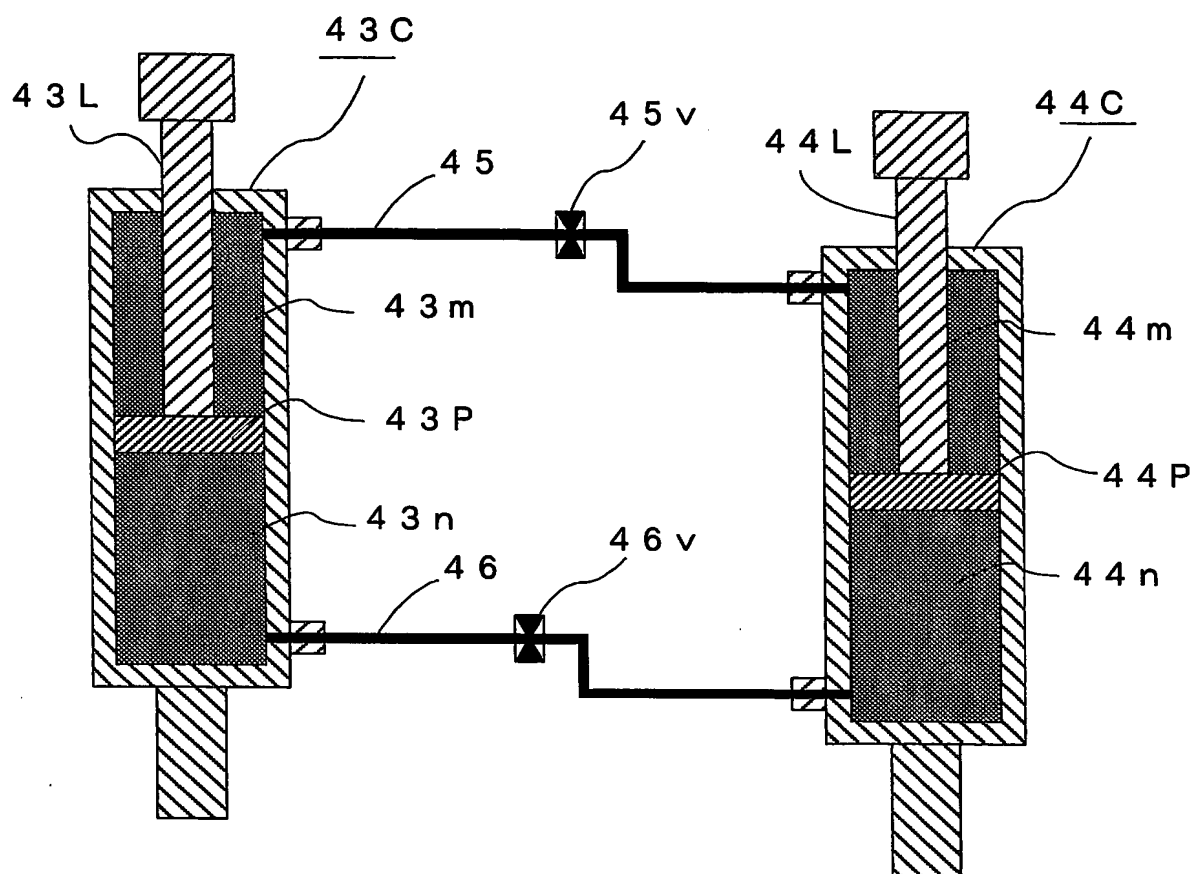
45/58

## 第59図



46/58

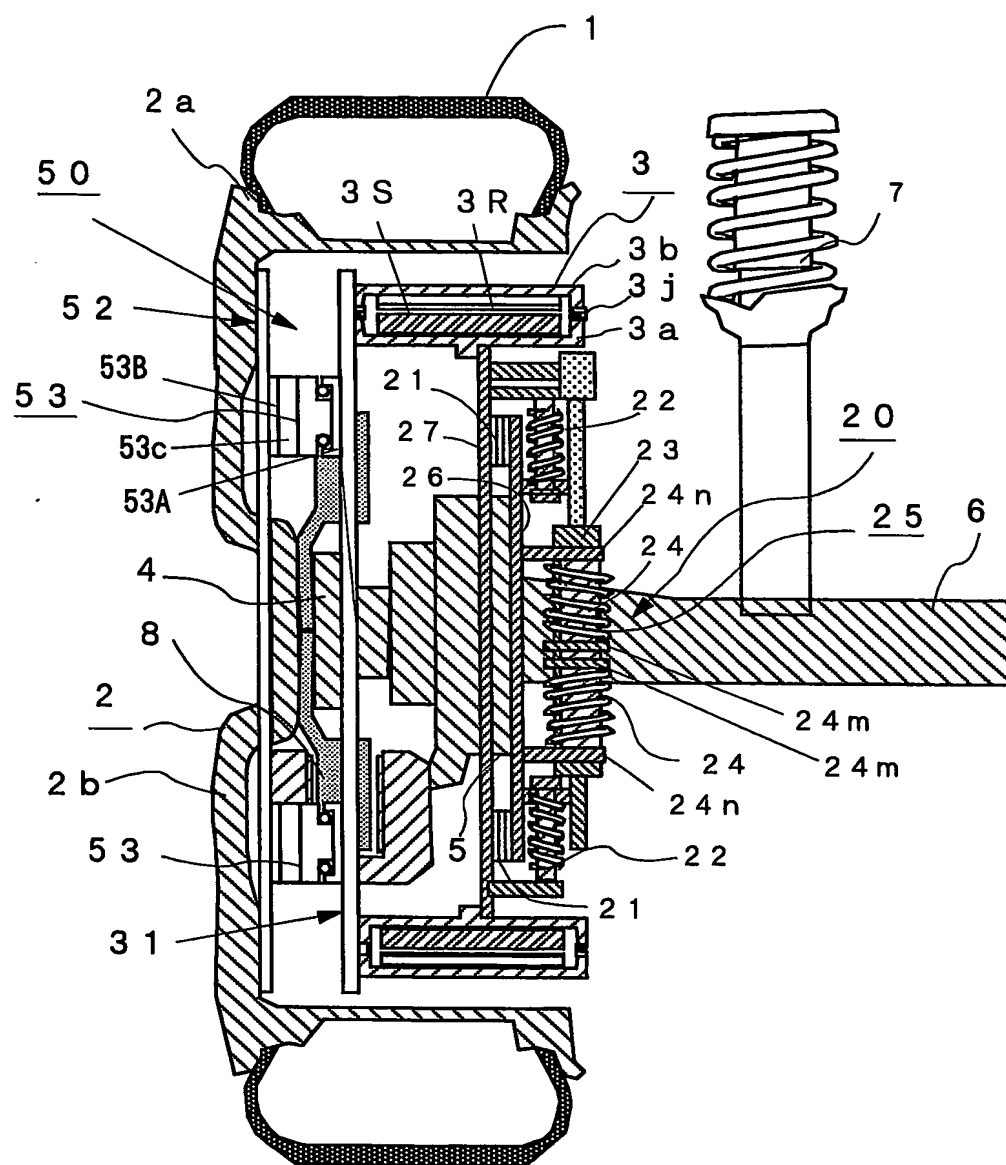
## 第60図



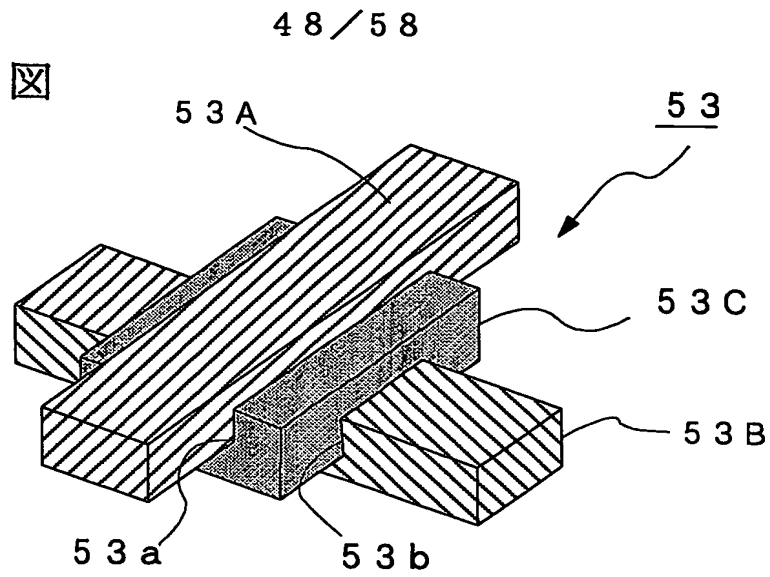


47/58

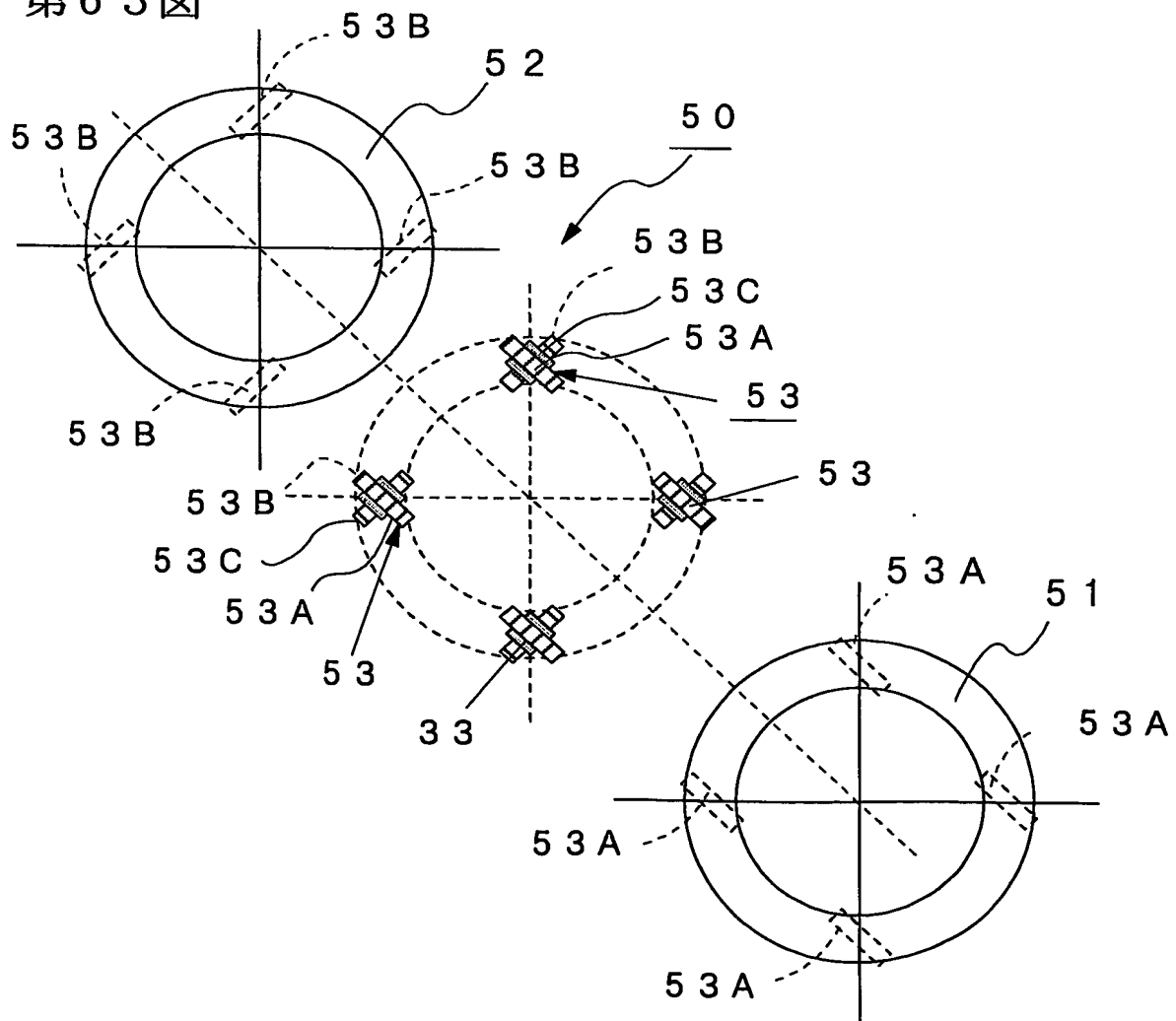
第 6 1 図



第 6 2 図

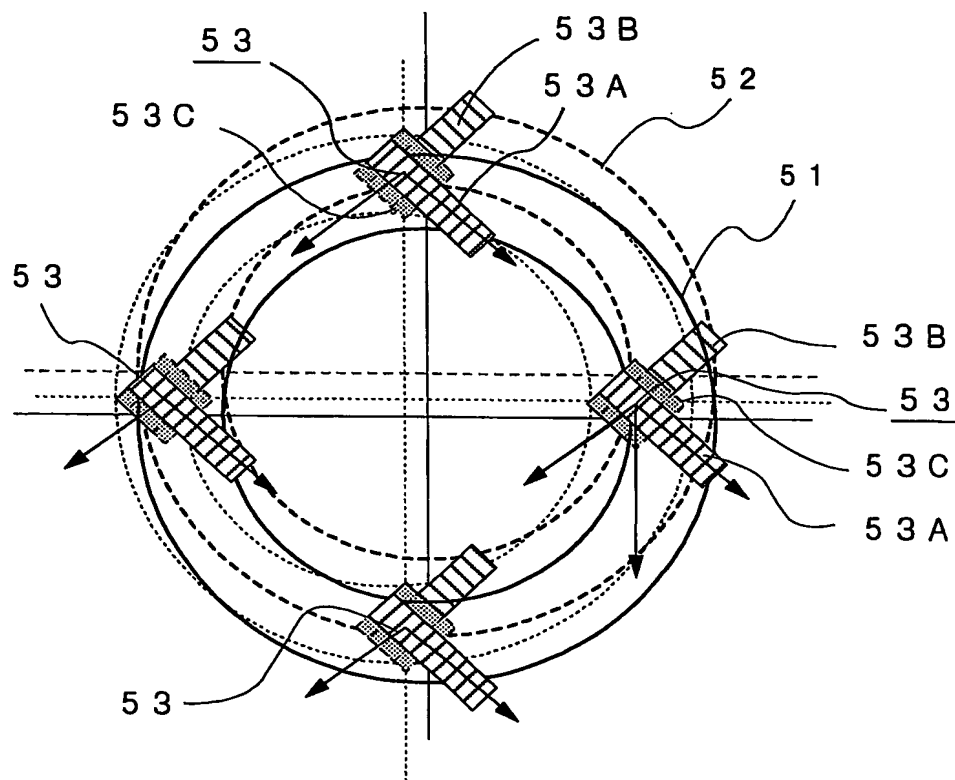


第 6 3 図



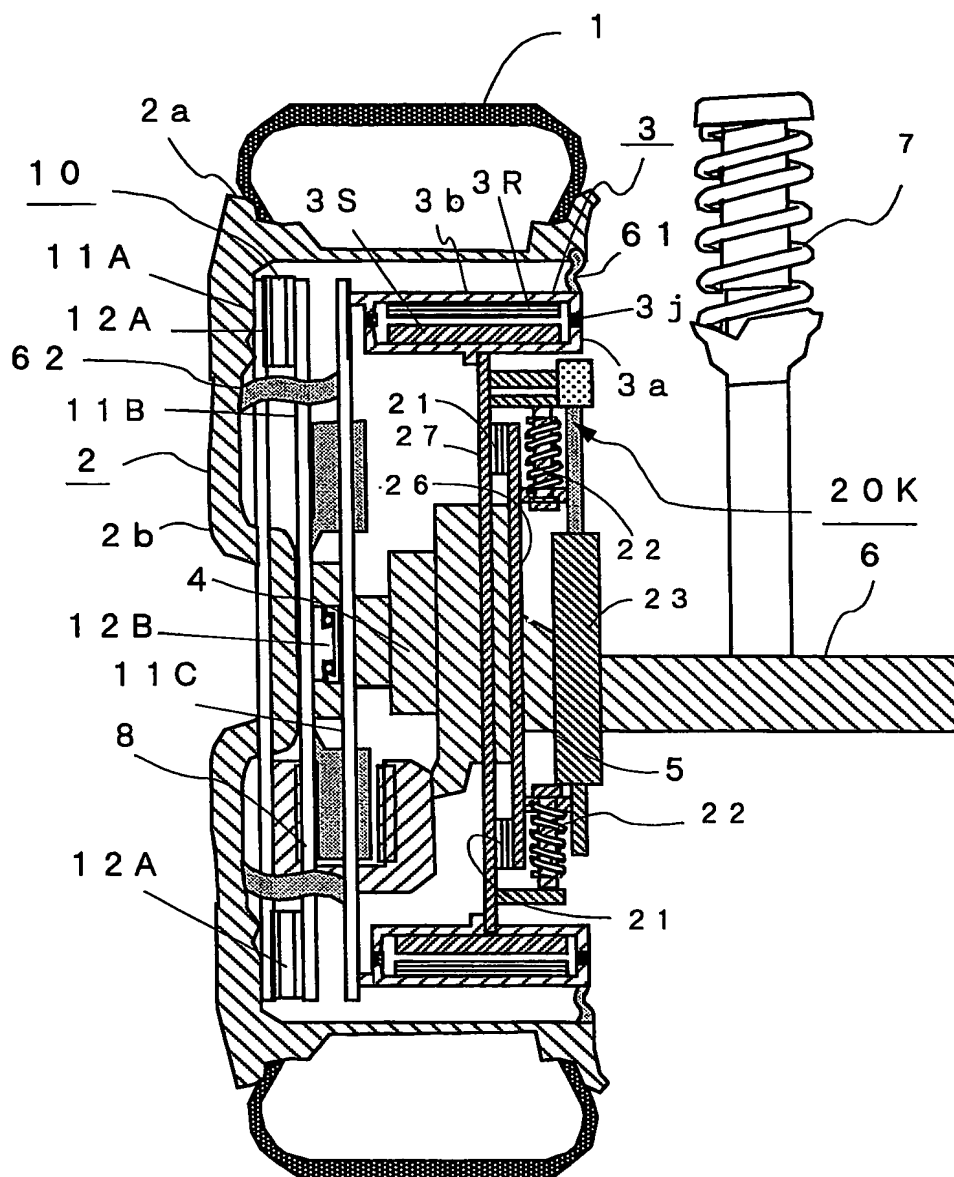
49/58

第64図



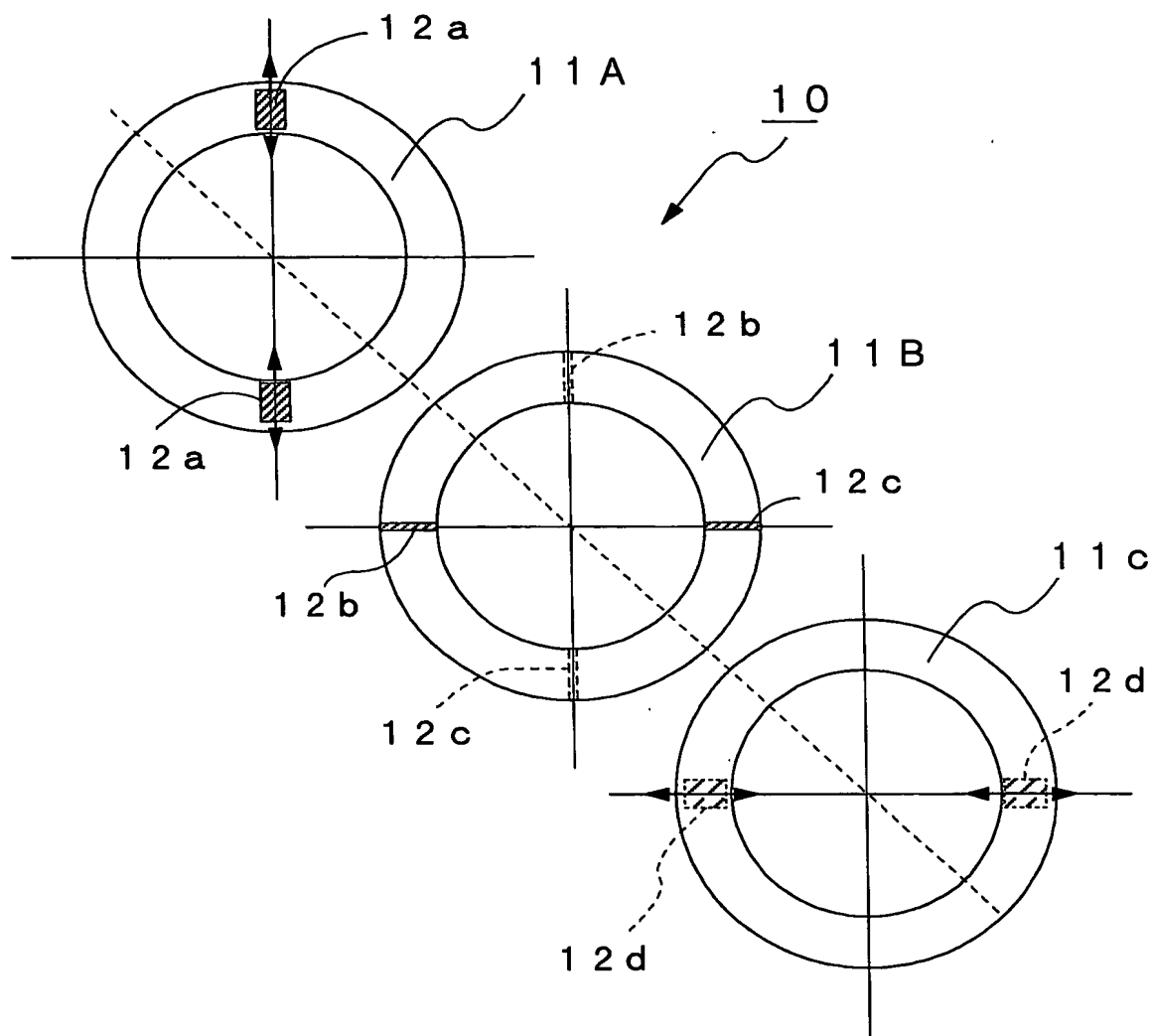
50/58

第 65 図



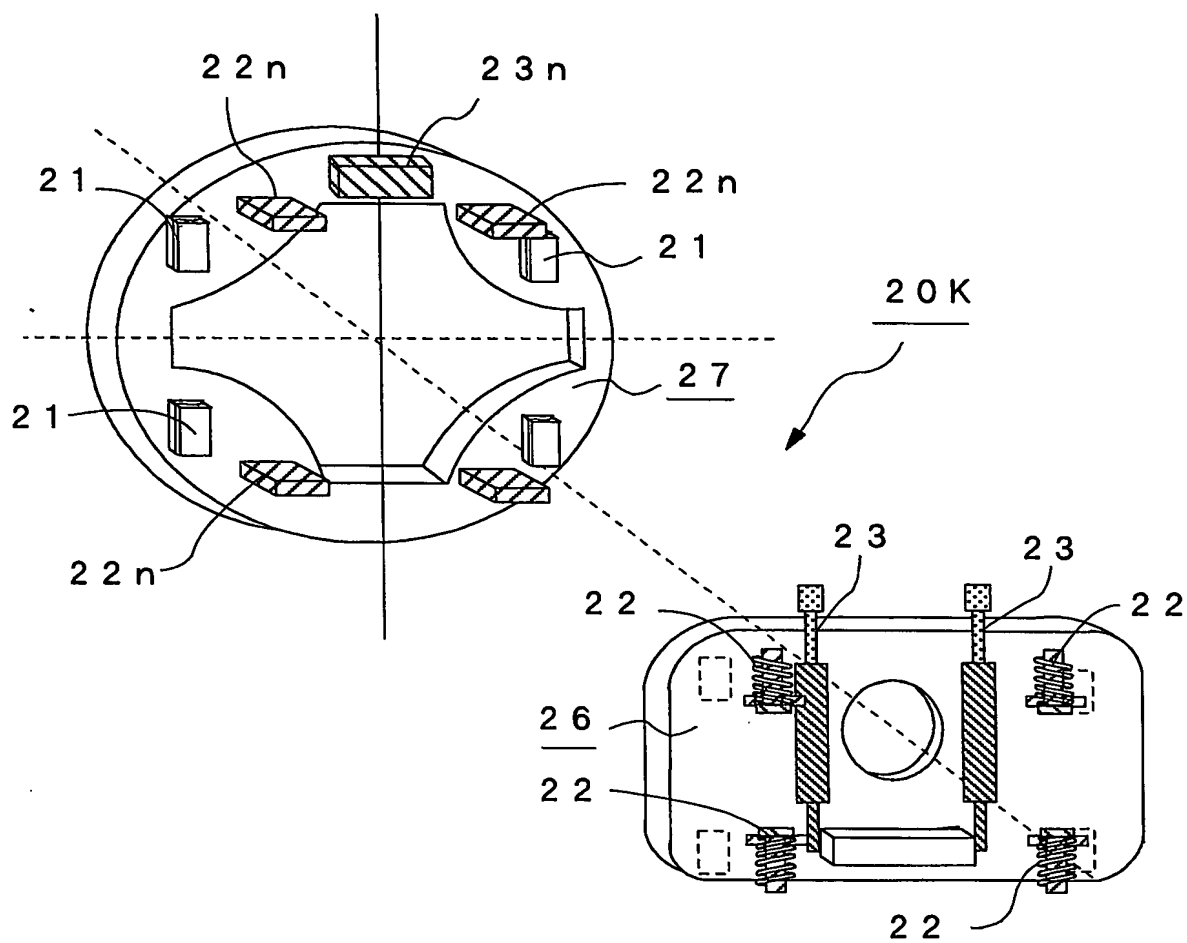
51/58

第 6 6 図



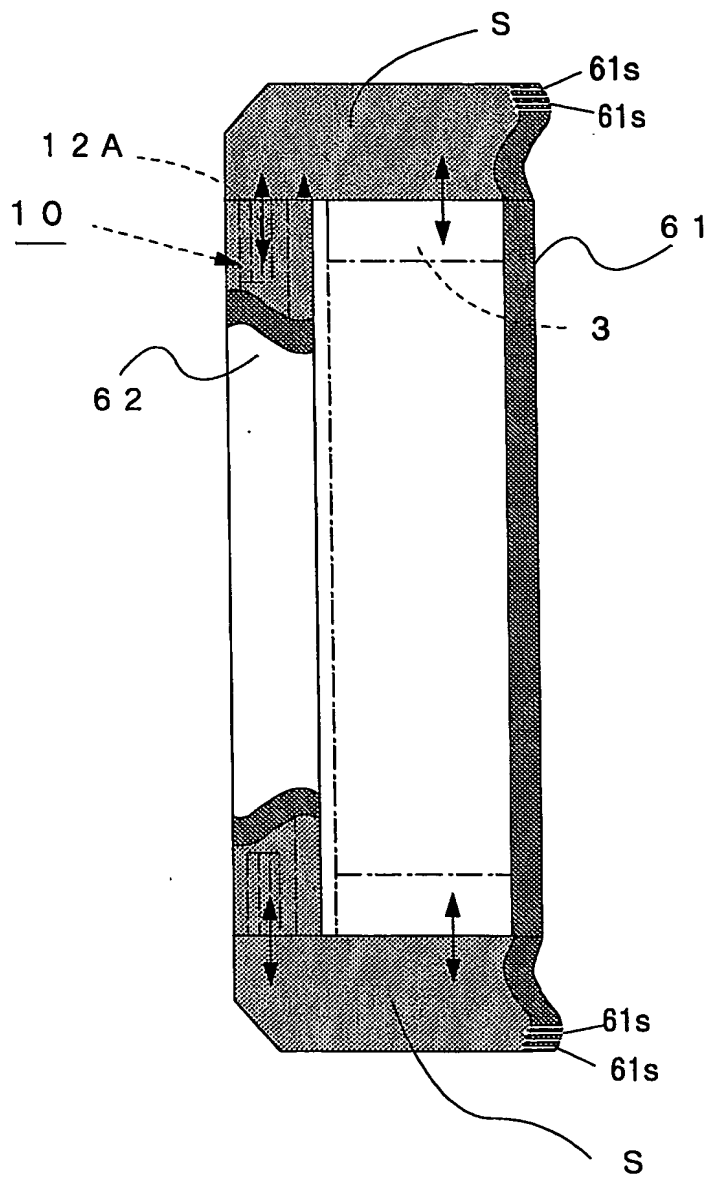
52/58

## 第67図



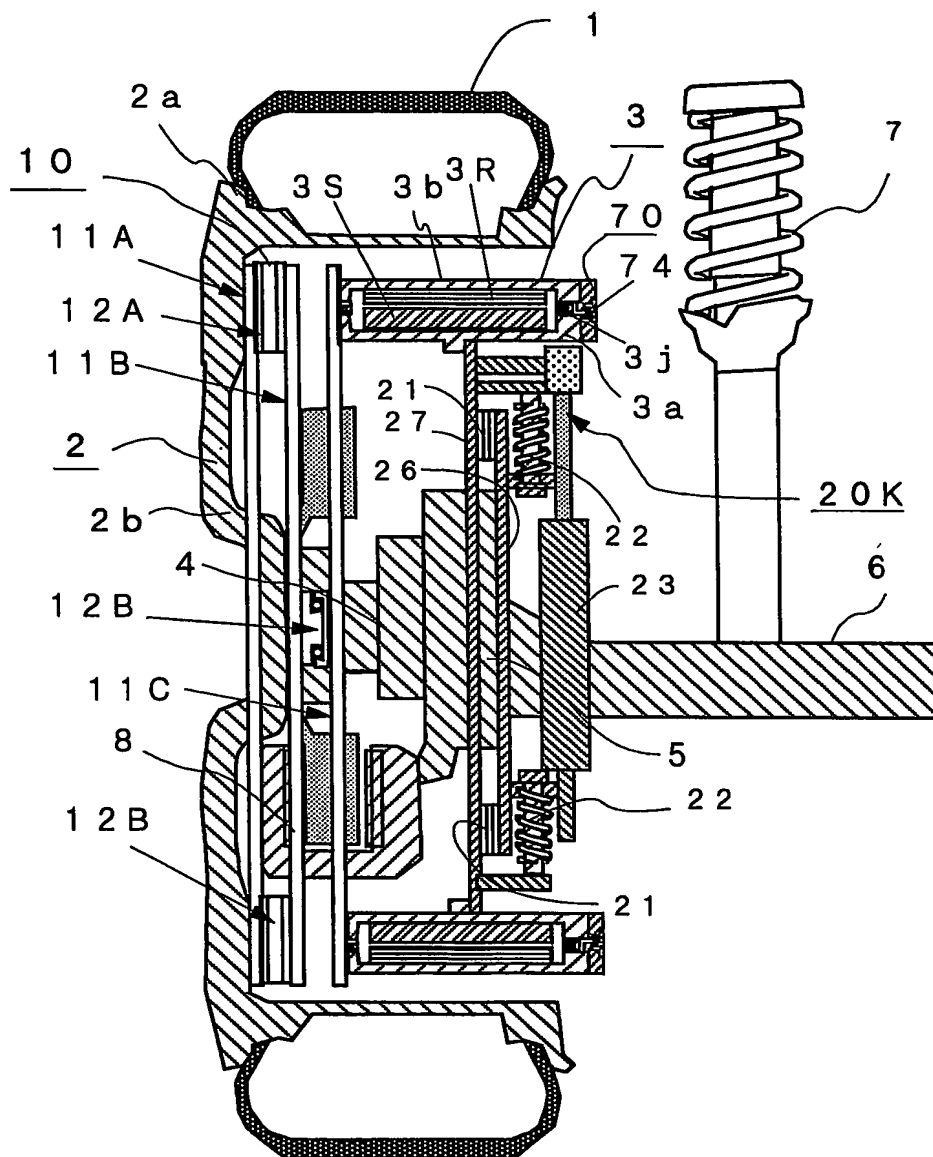
53/58

第68図



54/58

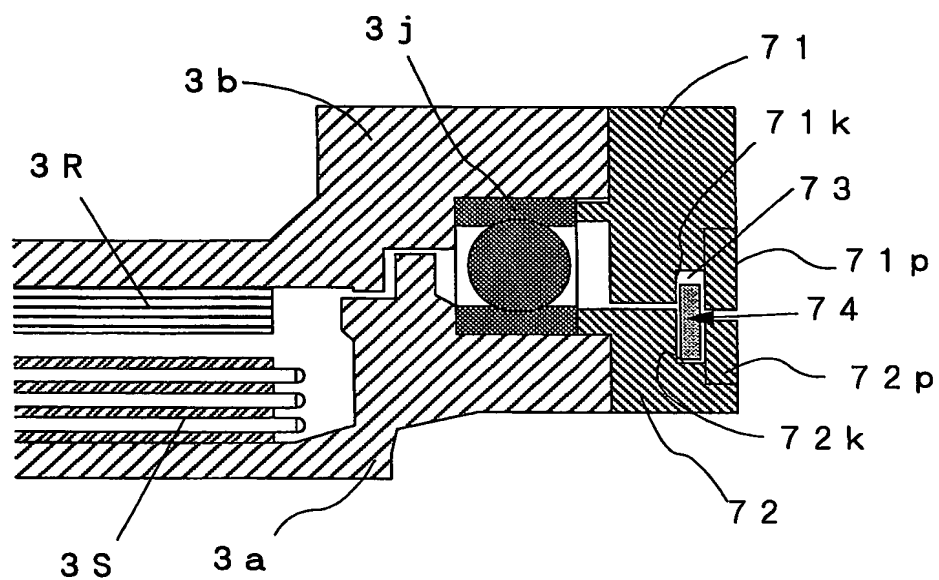
第69図





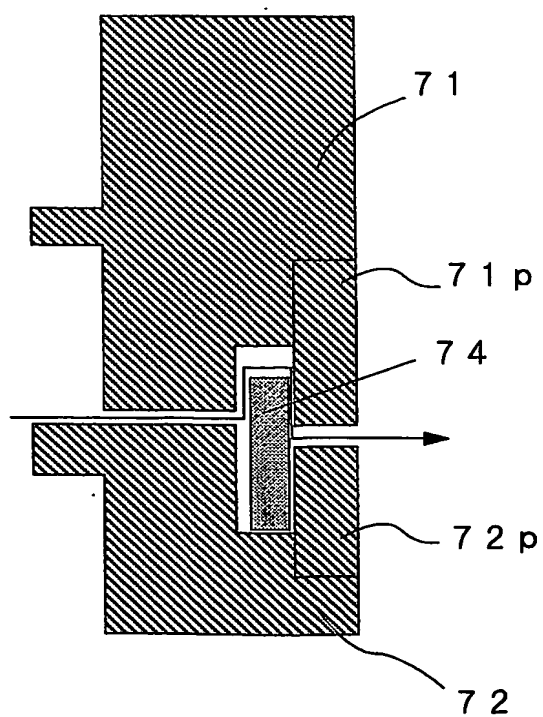
55/58

第70図

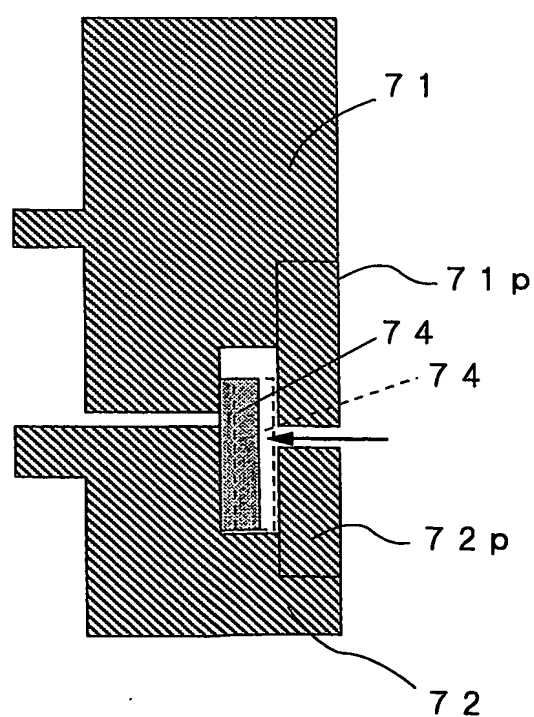


第71図

(a)

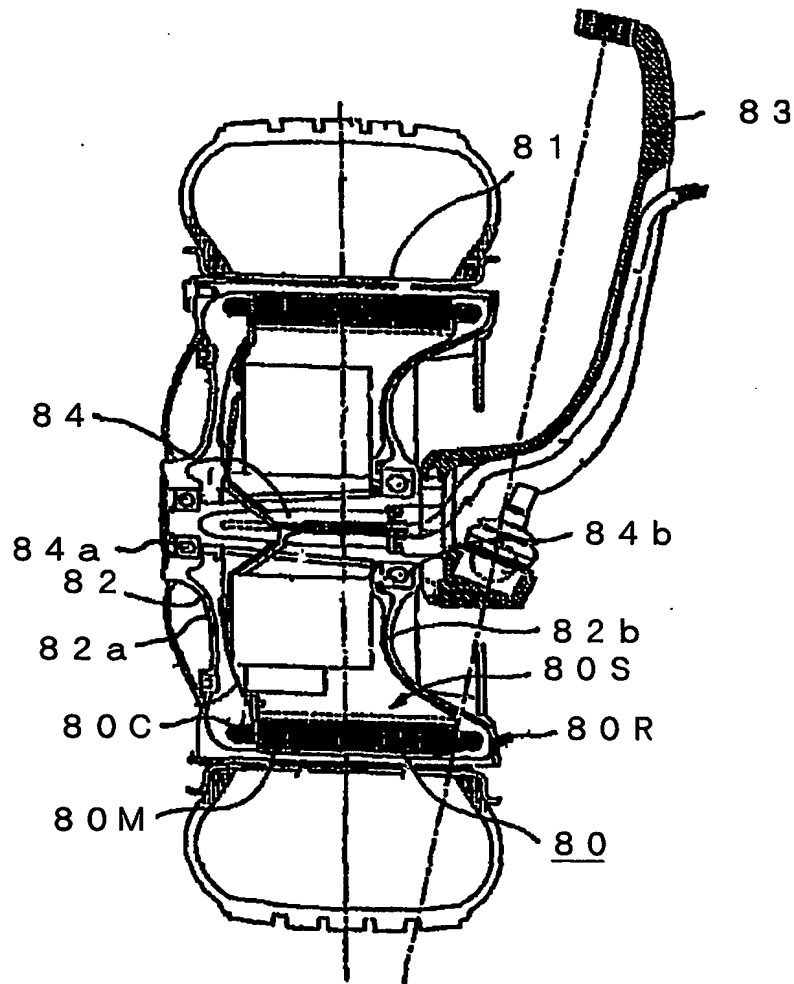


(b)



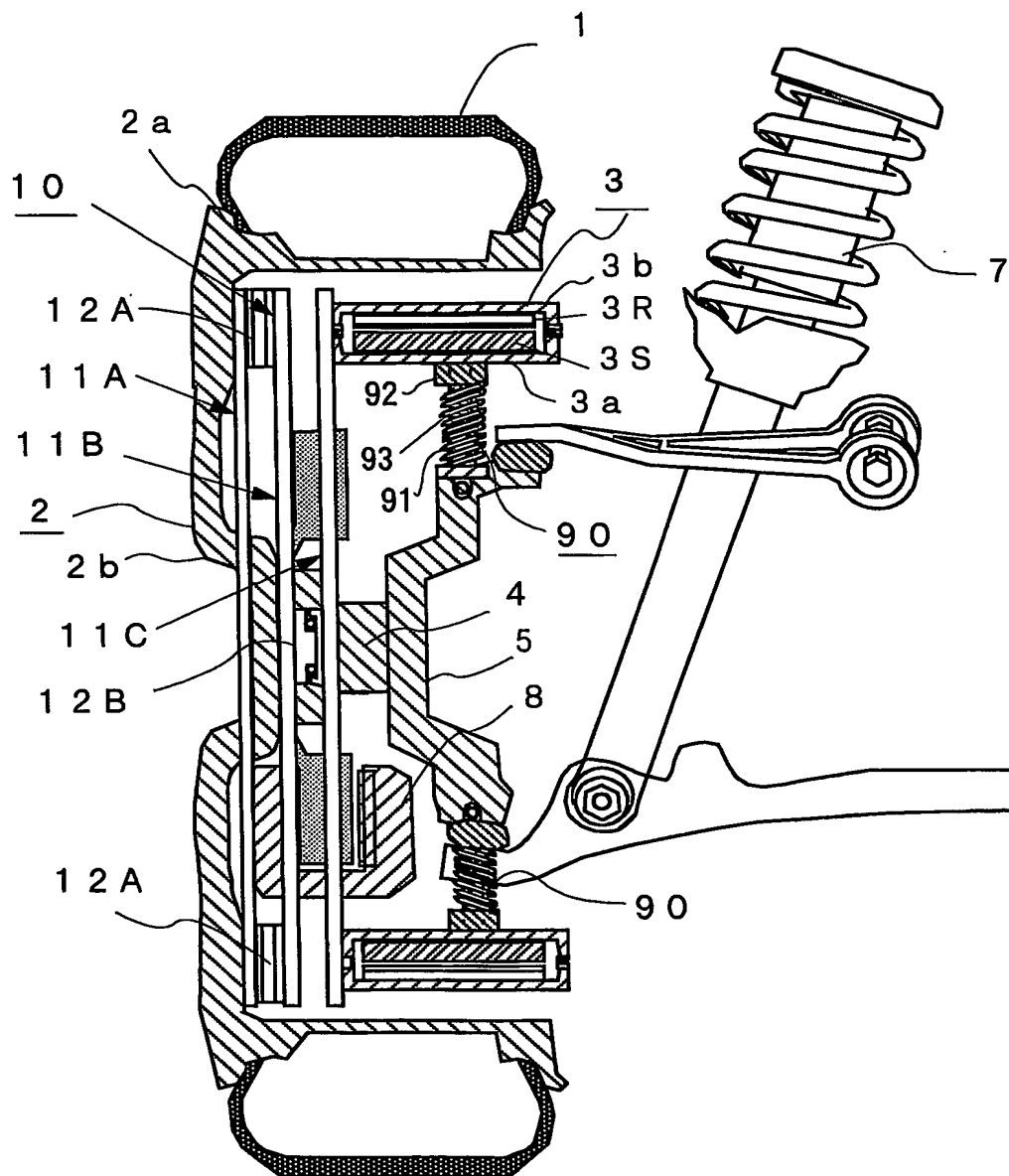
56/58

第72図



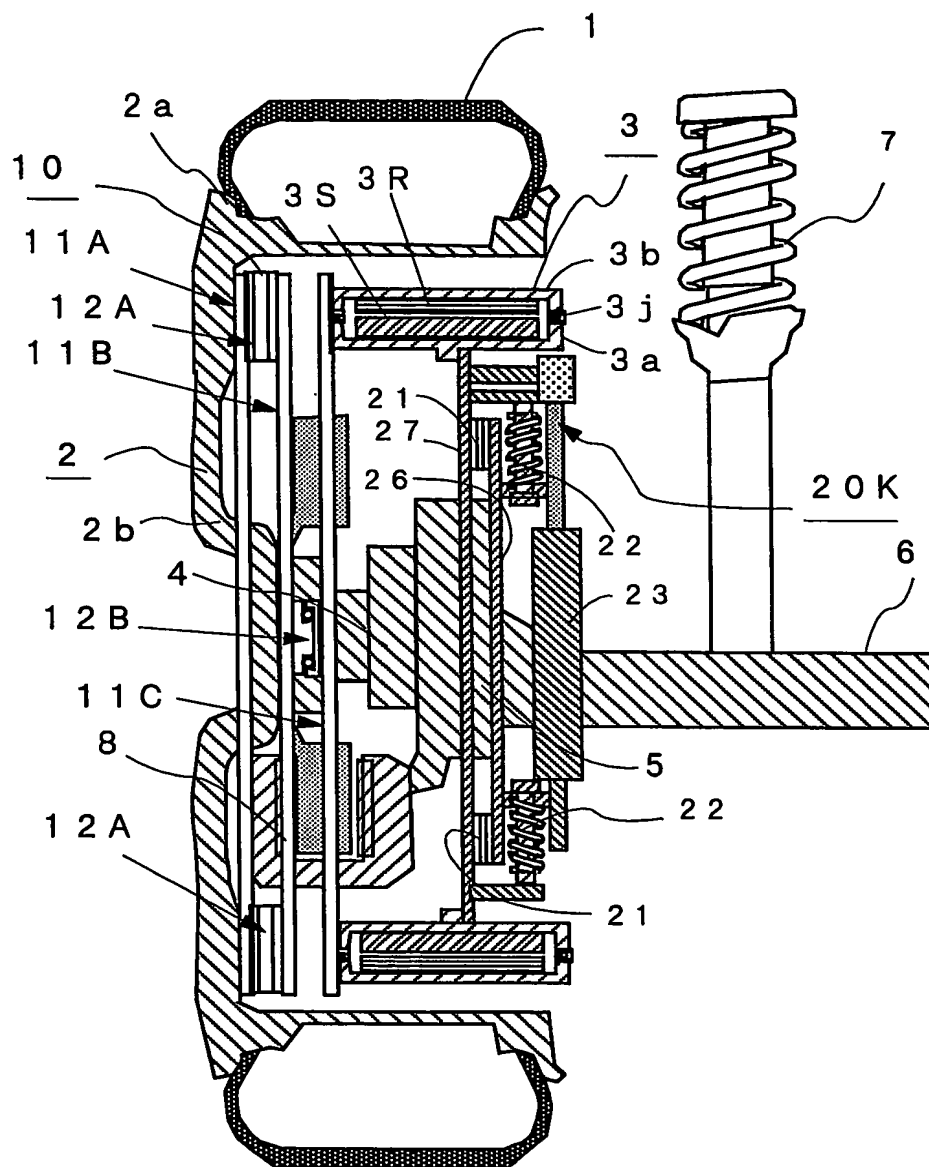
57/58

第73図



58/58

第74図



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.  
PCT/JP03/11027

<b>A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER</b> Int.Cl <sup>7</sup> B60K7/00		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
<b>B. FIELDS SEARCHED</b> Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) Int.Cl <sup>7</sup> B60K7/00		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2003 Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2003 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2003		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
<b>C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT</b>		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2000-309269 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 07 November, 2000 (07.11.00), Description; Par. Nos. [0009] to [0011]; Figs. 1 to 4 (Family: none)	1-32
A	JP 3-31029 A (Tokyo R & D Kabushiki Kaisha), 08 February, 1991 (08.02.91), Claims; Fig. 1 (Family: none)	1-32
A	WO 95/16300 A1 (HYDRO-QUEBEC), 15 June, 1995 (15.06.95), Claims; Fig. 1 & JP 9-506236 A	1-32
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed		"I" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family
Date of the actual completion of the international search 13 November, 2003 (13.11.03)		Date of mailing of the international search report 25 November, 2003 (25.11.03)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office		Authorized officer
Facsimile No.		Telephone No.

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. 7 B60K 7/00

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. 7 B60K 7/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年

日本国公開実用新案公報 1971-2003年

日本国登録実用新案公報 1994-2003年

日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリ*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP 2000-309269 A (三菱重工業株式会社) 2000. 11. 07, 明細書 【0009】～【0011】, 第 1～4図 (ファミリーなし)	1-32
A	JP 3-31029 A (東京アールアンドデー) 1991. 02. 08, 特許請求の範囲, 第1図 (ファミリーな し)	1-32
A	WO 95/16300 A1 (HYDRO-QUEBEC) 1995. 06. 15, 特許請求の範囲, 第1図 & JP 9-	1-32

☒ C欄の続きにも文献が列举されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリ

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に関する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&amp;」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

13. 11. 03

国際調査報告の発送日

25.11.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

内藤 真徳



3D

3322

電話番号 03-3581-1101 内線 3341

様式PCT/ISA/210 (第2ページの続き) (1998年7月)